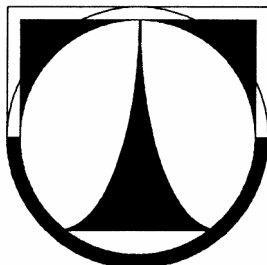


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**Pevnostní analýza a optimalizace rámu s kyvnou vidlicí
motocyklu s víceválcovým motorem o objemu 1200ccm**

**Stress analyses and optimization of a motorcycle frame
and swing arm with three cylinder 1200ccm engine**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

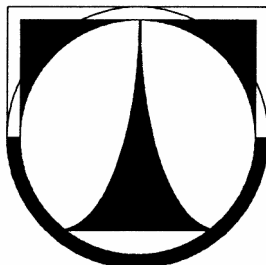
Lukáš Havránek

Květen 2007

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor 23 – 17 – 8

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Kolové dopravní a manipulační stroje

**Pevnostní analýza a optimalizace rámu s kyvnou vidlicí
motocyklu s víceválcovým motorem o objemu 1200ccm**

**Stress analyses and optimization of a motorcycle frame
and swing arm with three cylinder 1200ccm engine**

Diplomová práce

KVM – DP – 530

Lukáš Havránek

Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, TU v Liberci, KVM

Konzultant diplomové práce: Libor Kouřimský, JAWA Moto spol s r.o.

Počet stran : 54

Počet obrázků: 35

Počet příloh : 5

Počet výkresů : 0

Květen 2007

Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)

Pevnostní analýza a optimalizace rámu s kyvnou vidlicí motocyklu s víceválcovým motorem o objemu 1200ccm

Anotace

Tato práce se zabývá pevnostní analýzou rámu a kyvné vidlice motocyklu metodou konečných prvků a dále pak na základě vyhodnocení této analýzy je navržena optimalizace obou součástí.

Klíčová slova: rám motocyklu, kyvná vidlice, FEM analýza, optimalizace

Stress analyses and optimization of a motorcycle frame and swing arm with three cylinder 1200ccm engine

Annotation

This thesis deals by stress analysis of a motorcycle frame and swing arm using a Final Element Method and based on interpretation of this analysis is proposed an optimization of those two parts.

Key words: motorcycle frame, swing arm, FEM analyses, optimization

Desetinné třídění:

Zpracovatel:

TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů

Dokončeno :

2007

Archivní označení zprávy:

Počet stran: 54

Počet obrázků: 35

Počet příloh: 5

Počet výkresů: 0

Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V dne

.....

podpis

Poděkování

Rád bych vyjádřil poděkování vedoucímu mé diplomové práce ing. Pavlu Brabcovi za jeho cenné rady a předané zkušenosti při tvorbě této práce. Dále pak společnosti JAWA Moto spol. s r.o. a zejména svému konzultantovi panu Liboru Kouřimskému za umožnění řešení tématu týkajícího se jednostopých motorových vozidel a jeho ochotu při naší spolupráci a v nemalé míře děkuji svým rodičům za jejich podporu nejen při tvorbě této práce, ale také v průběhu celého mého studia.

Seznam symbolů a jednotek

Mm....	maximální moment motoru	[Nm]
M1,M2	moment namáhající krk řízení	[Nm]
M3.....	moment namáhající kyvnou vidlici	[Nm]
m	celková hmotnost obsazeného motocyklu	[kg]
l	rozvor motocyklu	[mm]
lp, lz....	vertikální poloha těžiště vůči bodu dotyku předního, zadního kola	[mm]
h.....	výška těžiště nad rovinou vozovky	[mm]
Rval....	valivý poloměr zadního kola	[mm]
a1,a2...	vzdálenost přeložení rovnoběžných sil do středu krku řízení	[mm]
a3.....	vzdálenost přeložení rovnoběžné síly do středu zadního kola	[mm]
lc1	celkový převodový poměr na první rychlostní stupeň	[-]
f_0	součinitel adheze	[-]
δ	součinitel vlivu rotačních součástí	[-]
ap, az..	zpomalení účinkem přední, zadní brzdy	[m/s ²]
g.....	gravitační zrychlení	[m/s ²]
a.....	zpomalení, zrychlení motocyklu	[m/s ²]
Gp.....	svislá reakce na předním kole, síla na krk řízení	[N]
Gz.....	svislá reakce na zadním kole	[N]
Bp, Bz..	brzdná síla na předním, zadním kole	[N]
D.....	dynamická síla	[N]
Fk.....	hnací síla na zadním kole	[N]
Fcz.....	výslednice sil Bz a Gz	[N]
Ft.....	síla od pružící jednotky	[N]
Rp.....	síla od systému přepákování pružící jednotky	[N]
Rv.....	síla od kyvné vidlice	[N]
Fj.....	síla od sedla a tíhy jezdce	[N]
Fs.....	síla od sedla a tíhy spolujezdce	[N]
Fnj.....	síla od tíhy nohou jezdce	[N]
Fns....	síla od tíhy nohou spolujezdce	[N]
Fgz....	síla na hranu otvoru kyvné vidlice průchodu osy zadního kola	[N]
Fd.....	síla na výstupek záchyty držáku zadní brzdy	[N]

Obsah

1	ÚVOD	9
2	PODVOZEK MOTOCYKLU	10
2.1	Obecný popis	10
2.2	Rámy a jejich konstrukce.....	11
2.3	Kyvné vidlice a jejich konstrukce	14
3	JÍZDNÍ REŽIMY A VZNIKAJÍCÍ ZATÍŽEN	17
3.1	Obecný popis	17
3.2	Statický režim	19
3.3	Brzdění	20
3.4	Zrychlování.....	26
3.5	Dynamický režim	29
3.6	Výběr jízdního režimu.....	29
4	VÝPOČET SOUČASNÉ KONSTRUKCE.....	30
4.1	Tvorba modelů.....	30
4.2	Okrajové podmínky.....	32
4.2.1	Obecný popis	32
4.2.2	Okrajové podmínky rámu	32
4.2.3	Okrajové podmínky kyvné vidlice	37
4.3	Vyhodnocení analýz	39
4.3.1	Vyhodnocení analýzy rámu	39
4.3.2	Vyhodnocení analýzy kyvné vidlice	42
5	NÁVRH OPTIMALIZACE KONSTRUKCE	45
5.1	Provedení optimalizace	45
5.2	Analýza optimalizovaných součástí a její vyhodnocení	47
6	ZÁVĚR.....	53
	Seznam použité literatury	54
	Použitý software	54
	Seznam příloh.....	54

1 ÚVOD

Jednostopá motorová vozidla – motocykly v dnešní době nemívají už jen význam pouze dopravního prostředku, ale často jízda slouží k relaxaci či sportovnímu vyžití. Konkurence na trhu s motocykly je dnes veliká a nutí producenty přicházet na trh s dalšími vylepšeními či inovacemi a to při zachování, nebo dokonce snížení prodejních cen. Pohonné jednotky dosahují stále větších výkonů, rostou cestovní rychlosti a z toho plynou stoupající nároky na konstrukci a provedení podvozku. Dále jsou kladeny vysoké nároky na kvalitu, spolehlivost, nízké provozní a servisní náklady, ekologii a v nemalé míře také na dobré jízdní vlastnosti, dostatečnou tuhost, stabilitu, komfort posádky, ovladatelnost a z těchto vlastností plynoucí bezpečnost silničního provozu. Důraz je také kladený na design, který v nemalém rozhoduje o prodejnosti jakéhokoliv výrobku. Uplatňuje se také použití nových materiálů a výrobních technologií v sériové výrobě, což otevírá nové možnosti v konstrukci jednotlivých částí. V tomto ohledu hraje významnou roli výpočetní technika a s její pomocí prováděné simulace, které snižují náklady při vývoji a částečně nahrazují ověřovací zkoušky, které je stále nutné provádět, ale již ve zmenšeném rozsahu. Součásti se pomocí různých softwarů optimalizují, kdy se konstruktéři snaží lépe využít materiál za současného zvýšení tuhosti a snížení hmotnosti a z toho plynoucí úspoře materiálu. Provádí se centralizace hmoty, kdy se u všech rotujících součástí konstruktéři snaží mít většinu hmoty soustředěnu co nejbližší ose rotace. Všechna tato opatření mají přispět ke zvýšení konkurenceschopnosti konkrétního výrobku. Tato práce se zabývá jednak pevnostní analýzou jedné z hlavních součástí podvozku tedy rámu a kyvné vidlice návrhu motocyklu a na základě vyhodnocení této analýzy je navržena optimalizace v tomto případě zvýšení tuhosti obou součástí. Toto vše by mělo přispět k lepším jízdním vlastnostem stroje a tím ke zvýšení již zmíněné konkurenceschopnosti.

2 PODVOZEK MOTOCYKLU

2.1 *Obecný popis*

Podvozek motocyklu má zásadní vliv na jízdní vlastnosti vozidla a obecně se sestává z těchto hlavních částí:

- Rám
- Řízení
- Brzdový systém
- Odpružení
- Kola s pneumatikami

Rám jakožto nejvýznamnější část celého podvozku nese motor a drží hlavu řízení. Na jeho horní straně je většinou umístěna palivová nádrž a v zadní části je uchycena kyvná vidlice zadního kola a dále je zde často i na samostatné konstrukci umístěna sedačka jezdce a spolujezdce. Musí umožnit pohodlné sezení jezdci i spolujezdci a zajistit tak správné rozložení hmotnosti a z toho plynoucí polohu těžiště. Motocykl je jako jednostopé vozidlo ze své podstaty nestabilní a k udržení se v jízdní poloze se musí pohybovat, tedy jet. Po rozjetí musí podvozek zajistit vozidlu dostatečnou stabilitu, tj. motocykl musí být tak vyvážený, aby držel ve stabilní poloze pokud možno s minimálními zásahy jezdce. To je důležité z toho důvodu, že člověk reaguje příliš pomalu na různé destabilizující vlivy, jako jsou např. nerovnosti vozovky. Rám by měl být také dostatečně pevný a tuhý a to při zachování nízké hmotnosti.

Řízení motocyklu musí umožnit kontrolované a bezpečné projíždění zatáček s pokud možno minimálním silovým působením na řídítka a také s co nejmenšími zásahy do řízení. Motocykl musí přiměřeně reagovat a samočinně se stabilizovat při přiosazení zatáčky, posunutí těla jezdce na sedačce a při různých výkyvech.

Brzdový systém musí být dostatečně dimenzovaný úměrně celkové hmotnosti stroje a maximální konstrukční rychlosti, musí umožnit kontrolované snížení rychlosti, či úplné zastavení vozidla. Dále musí být uváděn v činnost přiměřenou silou, jakou je člověk schopný vyvinout.

Odpružení a tlumení motocyklu má za úkol snížení přenosu kmitavých pohybů náprav na rám a jezdce, také zvyšuje životnost některých dílů podvozku a zajišťuje stálý styk pneumatik s vozovkou. Tím je zajištěn přenos obvodových sil (hnacích a brzdících). U předního kola by ztráta styku pneumatiky s vozovkou měla nepříznivý vliv na řiditelnost motocyklu.

Kola s pneumatikami jsou spojovacími články mezi motocyklem a vozovkou. Nesou hmotnost vozidla, posádky a zavazadel, přenáší hnací a brzdné momenty a jsou i důležitým prvkem v pružící soustavě vozidla.

Tato práce se zabývá pevnostní analýzou a optimalizací rámu a kyvné vidlice, proto budou konstrukce těchto dvou součástí podrobněji popsány v následujících podkapitolách.

2.2 Rámy a jejich konstrukce

Podle uspořádání nosné části podvozku se dělí jednostopá motorová vozidla na s nosným rámem a se samonosnou nástavbou. Jmenovaná druhá skupina je v konstrukci motocyklů zastoupena poměrně menším počtem a vyskytuje se povětšinou u skútrů. Rám je hlavním stavebním a pevnostním prvkem motocyklu a z hlediska konstrukce jej lze rozdělit na rámy:

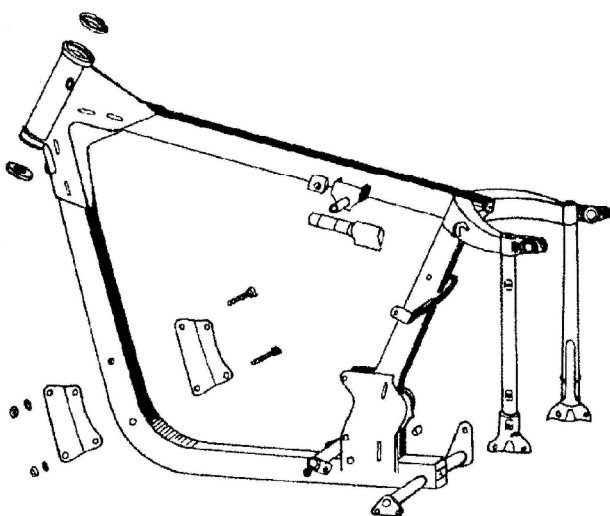
- uzavřené
- otevřené

A dále obě tyto kategorie na:

- jednoduché
- rozdvojené
- dvojité

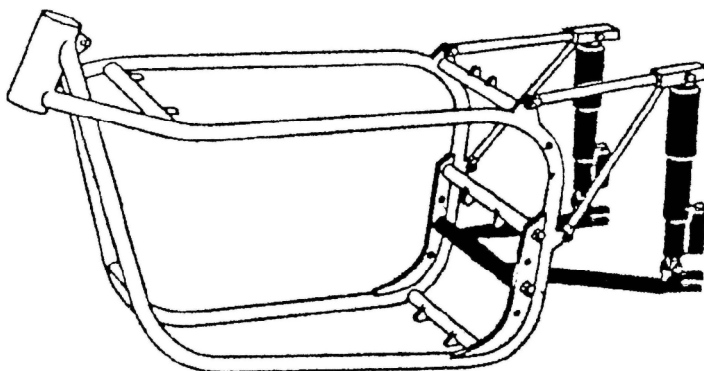
Z hlediska použité technologie k vyhotovení částí rámu lze rozdělit konstrukce na trubkové, lisované, lité a kombinované. Předem vyhotovené části se pak v přípravech svařují v jeden konstrukční celek.

Klasický jednoduchý uzavřený rám se skládá z mohutnější přední a lehčí zadní části. Základem přední části je hlava rámu, do jejíž trubky většího průměru jsou nalisoványisky ložisek řízení. K dolní části hlavy rámu je přivařena trubka, která jí spojuje s předními držáky motoru a vede dále pod motorem k závěsu čepu stupaček a k uložení zadní kyvné vidlice. Horní část rámu tvoří šikmá trubka přivařená k horní části hlavy rámu, která se ohýbá šikmo nebo svisle dolů a spojuje se s dolní, není-li celá přední část vytvořena z jedné trubky. Zadní část každého rámu je dvojitá, neboť mezi trubkami je vedeno zadní kolo.



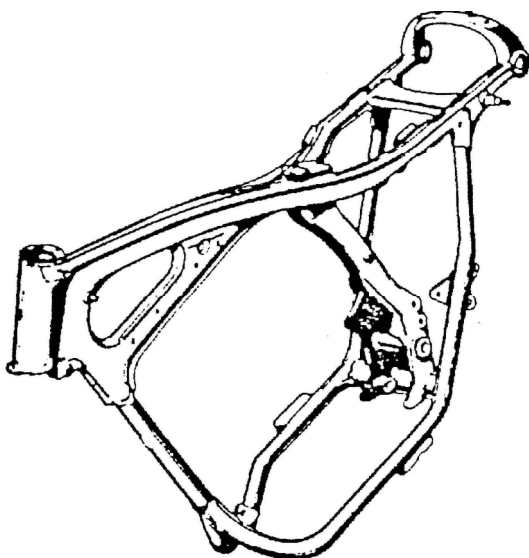
Obr. 2.1 Uzavřený jednoduchý trubkový rám – Jawa 350 typ 559 [1]

Dvojité rámy mají dvě základní rámové trubky vedle sebe i v přední horní a dolní části rámu. Do hlavy rámu jsou tedy zakotveny čtyři trubky, čímž se dosáhne pevnějšího a tužšího spojení. Základní rámové trubky vedoucí vedle sebe musí být od sebe dostatečně vzdálené, aby se získala náležitá prostorová tuhost. Dvojitý rám je vhodný především pro široké uložení zadní kyvné vidlice i pro upevnění motoru. Nevýhodou dvojitých rámu je vyšší cena, obtížnější svařování tenčích trubek a špatně přístupných míst u hlavy rámu.



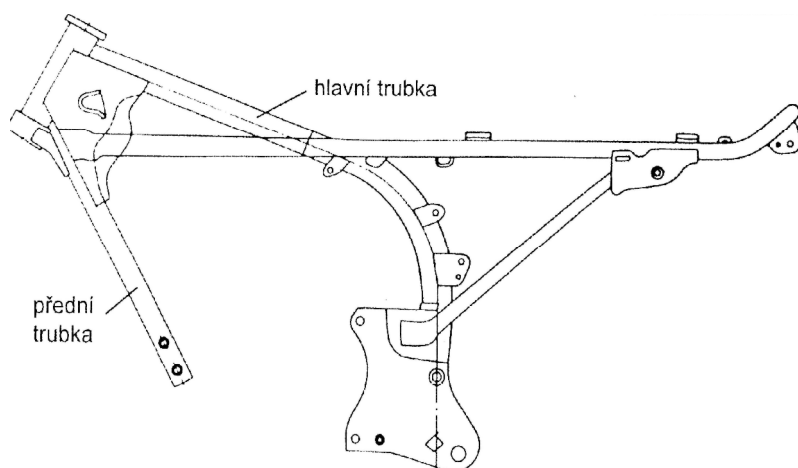
Obr. 2.2 Dvojitý uzavřený trubkový rám – Norton [1]

Rozdvojené rámy jsou dvojité jen v některých svých částech. Je to vždy v místě uložení zadní kyvné vidlice. Rozdvojení rámu začíná nejčastěji pod motorem a končí až pod sedlem, avšak běžné je i řešení s dvojitou celou přední a spodní částí, takže jednoduchá trubka je pouze pod nádrží. Výše popsané typy patřily do skupiny uzavřených rámu.



Obr. 2.3
Rozdvojený jednotrubkový uzavřený rám
Honda CB 250 [1]

Otevřené rámy využívají pevnosti odlitků skříně motoru a někdy i celého motoru jako nosného prvku. Otevřené rámy mohou být opět všech dříve uvedených typů, ale jejich společným znakem je přerušení spodních nosných trubek a z toho plynoucí možnost jednoduché montáže motoru do rámu. Výhodou otevřených rámu je jejich povětšinou nižší hmotnost, nevýhodou náročnější konstrukce z hlediska tuhosti. Zvláštním druhem jsou páteřové rámy, které jsou modifikací otevřených rámu. Základ zde tvoří dvě trubky libovolného průřezu obvykle většího profilu. Tyto trubky vycházejí z hlavy rámu, probíhají nad motorem a končí u horních závěsů zadních pružících jednotek.



Obr. 2.4
Otevřený páteřový rám [1]

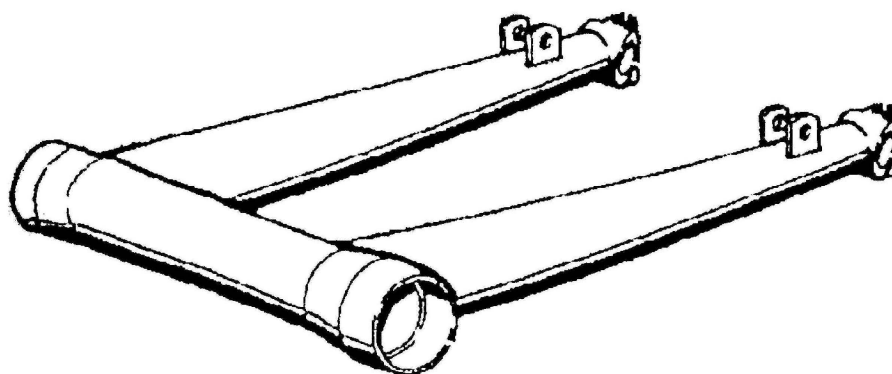
Rám motocyklu, kterým se zabývá tato práce patří do skupiny dvojitých, otevřených a trubkových.

2.3 Kyvné vidlice a jejích konstrukce

Kyvná vidlice je součástí podvozku a slouží k uchycení zadního kola k rámu a k jeho vedení. Může být odpružena jednou centrální pružicí jednotkou, nebo dvěma postranními pružicími jednotkami (konvenční uspořádání). Rozeznáváme následující druhy zadních kyvných vidlic:

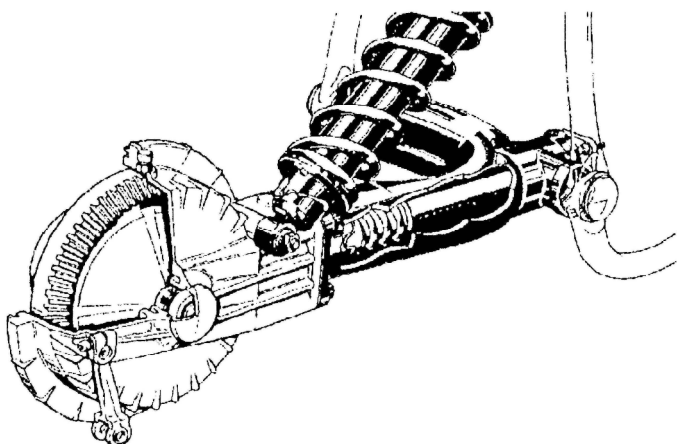
- konvenční dvouramenná vidlice
- jednoramenná vidlice
- konzolová vidlice
- vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružicí a tlumící jednotkou

Konvenční dvouramenná zadní vidlice je stále velmi rozšířeným typem. Sestává se ze dvou ramen, která jsou odpružena šikmo uchycenými jednotkami uchycenými vzadu na bocích rámu. Nevýhodou dvouramenných vidlic je jejich nedostatečná stabilita, kterou se výrobci snaží eliminovat použitím silně dimenzovaných skříňových konstrukcí. Další nevýhodou je jejich poměrně velká hmotnost, která je zvýšena dvěmi jednotkami pružení.



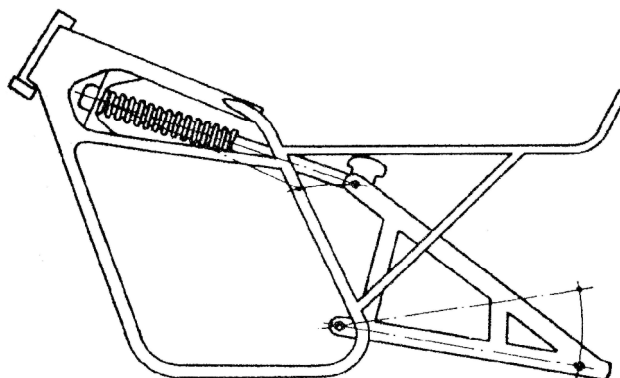
Obr. 2.5 Dvouramenná kyvná vidlice [1]

Jednoramenná zadní vidlice musí být dostatečně dimenzovaná, aby byla schopná zachycovat všechny síly působící na zadní kolo. Výhodou jednoramenných vidlic je jednak úspora hmotnosti oproti vidlicím dvouramenným a jednak jednoduchost demontáže a montáže zadního kola. Přestože se na první pohled jeví jednoramenná vidlice jako nestabilní, opak je pravdou. Jednoramenná vidlice je vždy minimálně tak stabilní jako odpovídající vidlice dvouramenná.



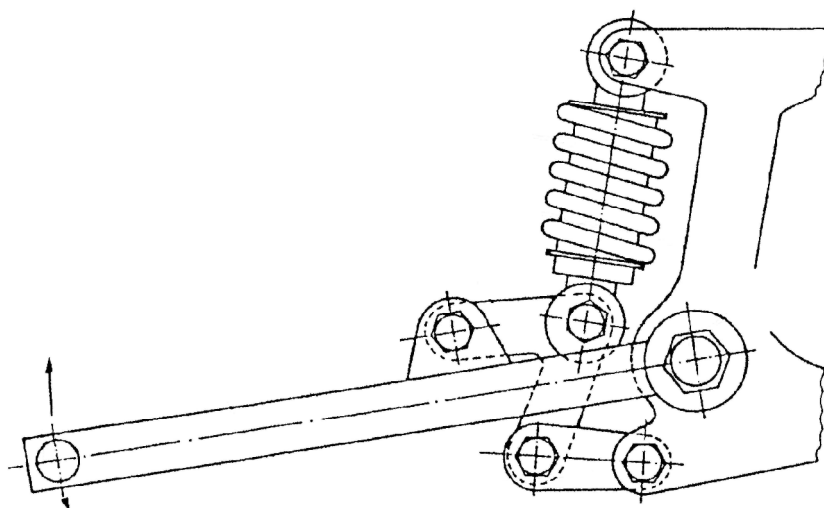
Obr. 2.6 Jednoramenná kyvná vidlice [1]

Konzolová zadní vidlice je tvořena příhradovou trojúhelníkovou konstrukcí s tlumicí a pružicí jednotkou umístěnou pod nádrží. Pyramidový nástavec zajišťuje vysokou míru stability a je zde vyloučen rozdílný tlumicí účinek, který může nastat u konvenčního uspořádání. Nevýhodou je prostorová náročnost jak vlastní vidlice, tak jejího závěsu.



Obr. 2.7 Konzolová kyvná vidlice [1]

Vidlice s pákovým mechanismem a s centrální pružicí a tlumicí jednotkou byla vyvinuta začátkem osmdesátých let a rozšířila se ze závodních motocyklů do sériové výroby, především do oblasti terénních motocyklů, rychlých cestovních motocyklů a supersportovních silničních strojů. Výrobci dnes používají několik systémů přepákování, které zde z důvodu jejich vysokého počtu nemá smysl podrobněji rozebírat. Všechny pákové systémy však mají stejné výhody a to sice, že pracují progresivně a oproti konvenčnímu odpružení dovolují větší zdvihy. Při větším propružení se zvyšuje rychlost pohybu pístu v tlumiči a roste tlumicí spolu s pružicí silou. Z této vlastnosti plyne menší nutnost přizpůsobení odpružení různým provozním podmínkám, jako může být provoz sólo, či se spolujezdcem.



Obr. 2.8 Kyvná vidlice s pákovým mechanismem Honda-Pro-Link [1]

Kyvná vidlice motocyklu, kterou se zabývá tato práce patří do skupiny dvouramenných vidlic odpružených pákovým mechanismem.

3 JÍZDNÍ REŽIMY A VZNIKAJÍCÍ ZATÍŽEN

3.1 Obecný popis

Rám motocyklu a kyvná vidlice jsou za provozu zatěžovány rozličnými silami a momenty, které jsou způsobeny zejména vlastní hmotností vozidla a jeho komponent, hmotností posádky a zavazadel, setrvačnými účinky hmot a reakcemi při zrychlování či zpomalování, účinky od nevyvážených hmot, buzením od nerovností vozovky, jízdními odpory a dalšími. Tato zatížení se za provozu vyskytují společně a záleží na konkrétní provozní situaci, které zatížení má největší podíl na namáhání rámu a kyvné vidlice. Vyšetřování všech účinků a hledání nejnepříznivější kombinace by bylo velice složité, proto se provádí zjednodušující rozdělení jízdních režimů na několik základních při platnosti jistých předpokladů. Těmito režimy jsou:

- Statický režim
- Brzdění vozidla
- Zrychlování vozidla
- Dynamický režim

Každý z těchto stavů bude podrobněji popsán v následujících podkapitolách s uvedením výpočtových vztahů a zjednodušujících předpokladů. Uvažovat budu obsazení motocyklu jezdce, spolujezdce a zavazadly, kdy bude zatížení rámu a kyvné vidlice nejvyšší. Pro všechny jmenované režimy bude nutno znát parametry vozidla a to jmenovitě celkovou hmotnost tj. motocyklu s jezdce, spolujezdce a zavazadly, dále polohu těžiště celé soustavy, tedy jeho výšku a vertikální vzdálenost od přední či zadní osy kola, rozvor a pro režim akcelerace ještě další hodnoty. Jelikož se jedná o návrh motocyklu a není k dispozici jeho fyzická podoba, je jedinou dostupnou hodnotou rozvor odečtený z poskytnutého výkresu. Celkovou hmotnost, maximální moment motoru a celkový převodový poměr na první rychlostní stupeň jsem byl nucen odhadnout s přihlédnutím na podobné konkurenční stroje a při určování polohy těžiště jsem vycházel z hodnot zjištěných měření a výpočtem provedeným na motocyklu Jawa 350 typu 634-4 a uvedených ve zprávě společnosti JAWA n.p. o tenzometrickém měření namáhání podvozku motocyklu JAWA 350[2].

Hodnoty celkových hmotností, maximální momenty motorů a celkové převodové poměry na první rychlostní stupeň obdobných konkurenčních motocyklů, souřadnice těžiště, ze kterých vycházel odhad a parametry použité ve výpočtech jsou uvedeny v následujících tabulkách 3.1, 3.2 a 3.3.

konkurenční stroj	Suzuki GSF 1200 Bandit	Suzuki GSX 1200 Inazuma	Kawasaki ZR-X 1200	Yamaha XJR 1200
max. moment motoru Mm [Nm]	91	98	110	100
celk. převodový poměr na 1. stupeň i_{c1} [-]	13,30	13,30	11,05	11,17
celková hmotnost m [kg]	450	420	430	460

Tab. 3.1 Hmotnosti konkurenčních strojů. [zdroj: katalog Motocykl 2000; www.xs4all.nl]

parametr	l [mm]	l _p [mm]	l _z [mm]	h [mm]	m [kg]
hodnota	1352	943,7	408,3	721,9	315,1

Tab. 3.2 Poloha těžiště a celková hmotnost u stroje Jawa 350 typ 634-4 při obsazení jezdcem a spolujezdcem. [zdroj: [2]]

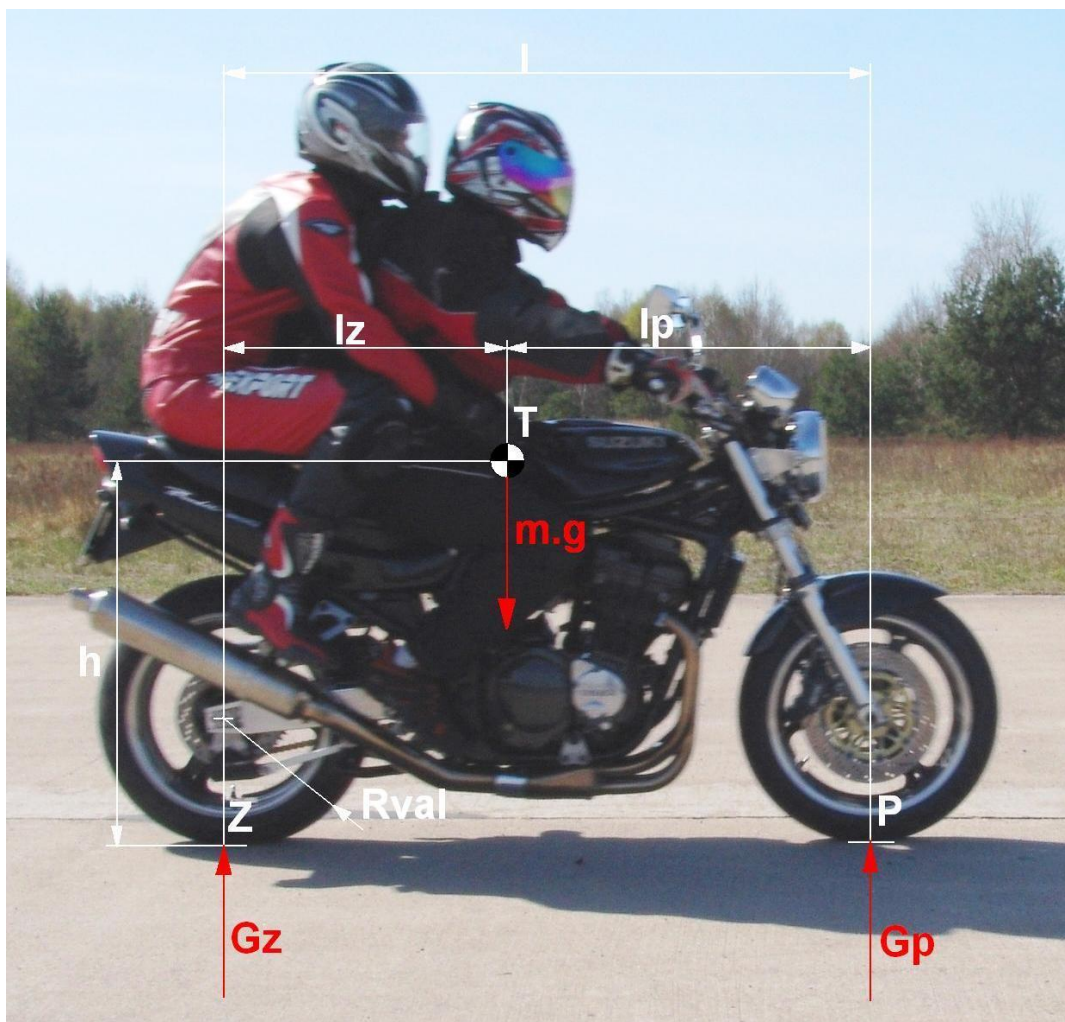
Parametr	l [mm]	l _p [mm]	l _z [mm]	h [mm]	m [kg]	R _{val} [mm]	i_{c1} [-]	Mm [Nm]
Hodnota	1520	1061	459	700	440	324	12	100

Tab. 3.3 Parametry řešeného motocyklu použité ve výpočtech.

Parametr R_{val} vyjadřuje valivý poloměr zadního kola, který je vypočtený z předpokladu použití zadní pneu o rozměru 180/60 R17. Význam hodnot souřadnic polohy těžiště je patrný z Obr.3.1.

3.2 Statický režim

Tento stav je nejjednodušší z uvedených a lze ho uvažovat za předpokladu jízdy po vodorovné vozovce bez výmolů konstantní rychlostí, kdy neuvažujeme jízdní odpory. V tomto stavu je motocykl zatěžován vlastní tíhou, hmotností posádky, zavazadel a uvažujeme motocykl s posádkou a zavazadly jako jedno těleso.



Obr.3.1 statické zatížení

V těžišti vozidla působí tíhová síla a proti ní reakce v bodech dotyku předního a zadního kola. Z momentové rovnováhy k bodům dotyku P a Z lze stanovit velikost těchto reakcí:

$$G_p = m.g. \frac{l_z}{l} \quad [N] \quad /1/; \quad G_z = m.g. \frac{l_p}{l} \quad [N] \quad /2/$$

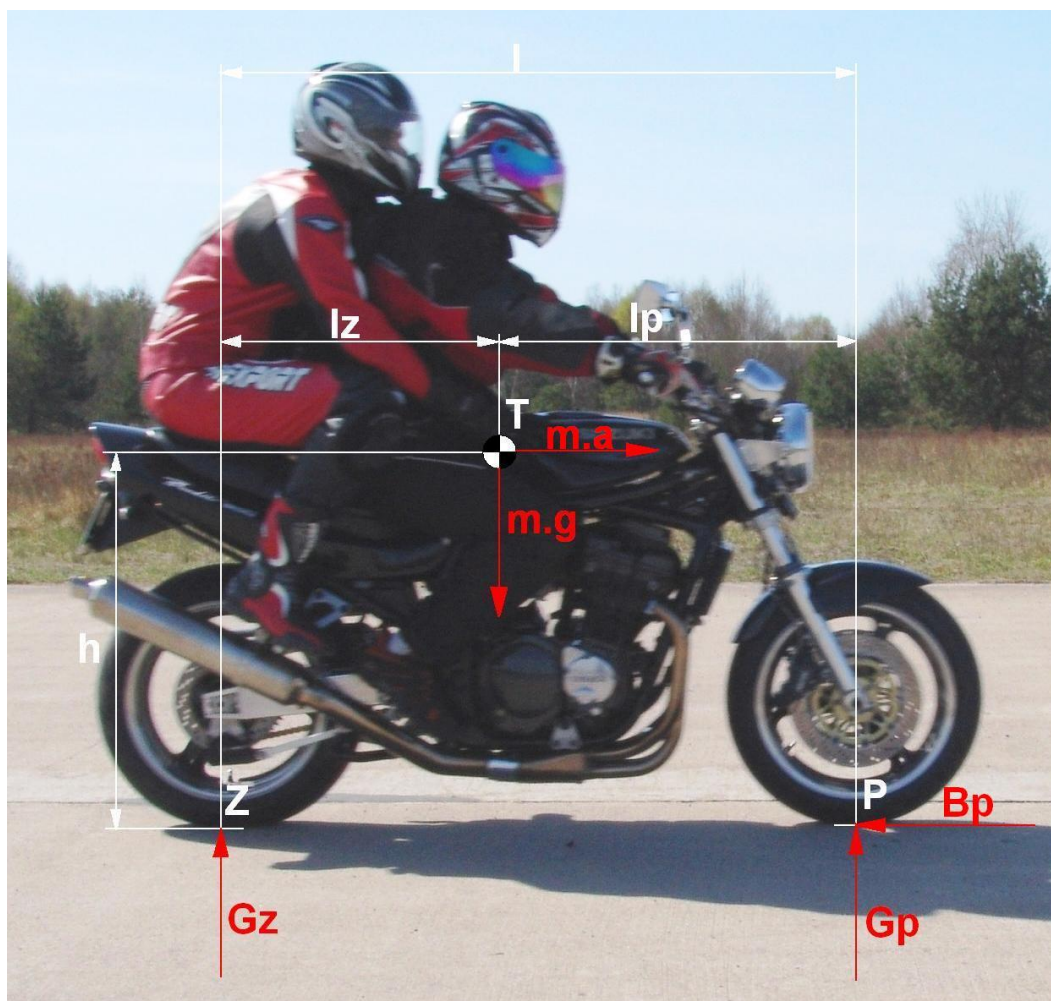
3.3 Brzdění

V tomto režimu dochází k jednomu z největších namáhání rámu i kyvné vidlice. Drtivá většina motocyklů je vybavena nezávisle ovládanou přední a zadní brzdou, proto lze rozdělit režim brzdění na tři možnosti:

- a) brzdění pouze přední brzdou,
- b) brzdění pouze zadní brzdou,
- c) brzdění přední i zadní brzdou současně.

Ve výpočtech budu vždy uvažovat brzdění na mezi adheze, kdy vzniká největší brzdná síla bez ohledu na to, zda-li je jezdec tohoto stavu schopný docílit. Jízdní odpory opět nejsou uvažovány. Uvádím zde pouze základní vztahy a poté už konečná vyjádření bez odvození, které je celkem jednoduchou záležitostí a lze je dohledat v literatuře[3], [4].

Brzdění pouze přední brzdou



Obr.3.2 Brzdění přední brzdou

V tomto stavu působí na předním kole v bodu dotyku vodorovná brzdná síla se smyslem proti pohybu vozidla. Její velikost je dána součinem součinitele adheze a okamžité svislé reakce na přední kolo :

$$B_p = G_p \cdot f_o \text{ [N]} \quad /3/$$

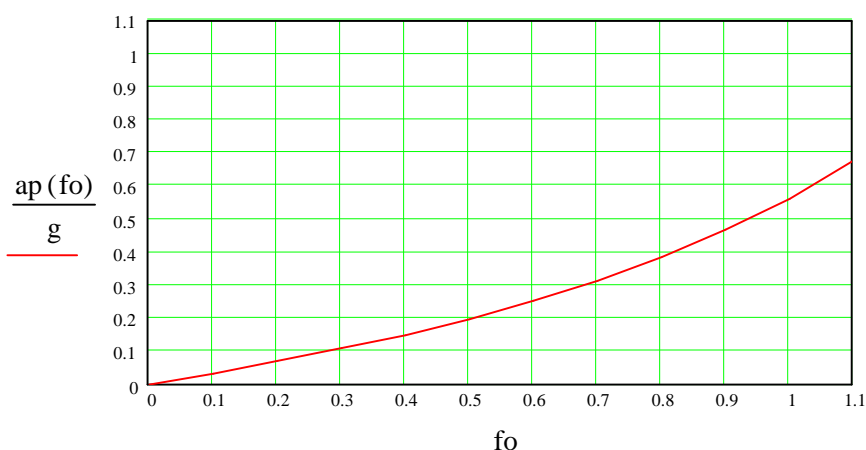
Z d'Alambertova principu působí v těžišti soustavy setrvačná dynamická síla opačného smyslu, která je dána součinem celkové hmotnosti soustavy a okamžitého zpomalení:

$$D = m \cdot a \text{ [N]} \quad /4/$$

Tyto dvě vodorovné síly jsou v rovnováze a z momentové výminky k bodu dotyku zadního kola Z a dosazením lze odvodit vztah pro poměrné zpomalení:

$$\frac{ap}{g} = \frac{f_o \cdot l_z}{l - f_o \cdot h} \text{ [-]} \quad /5/$$

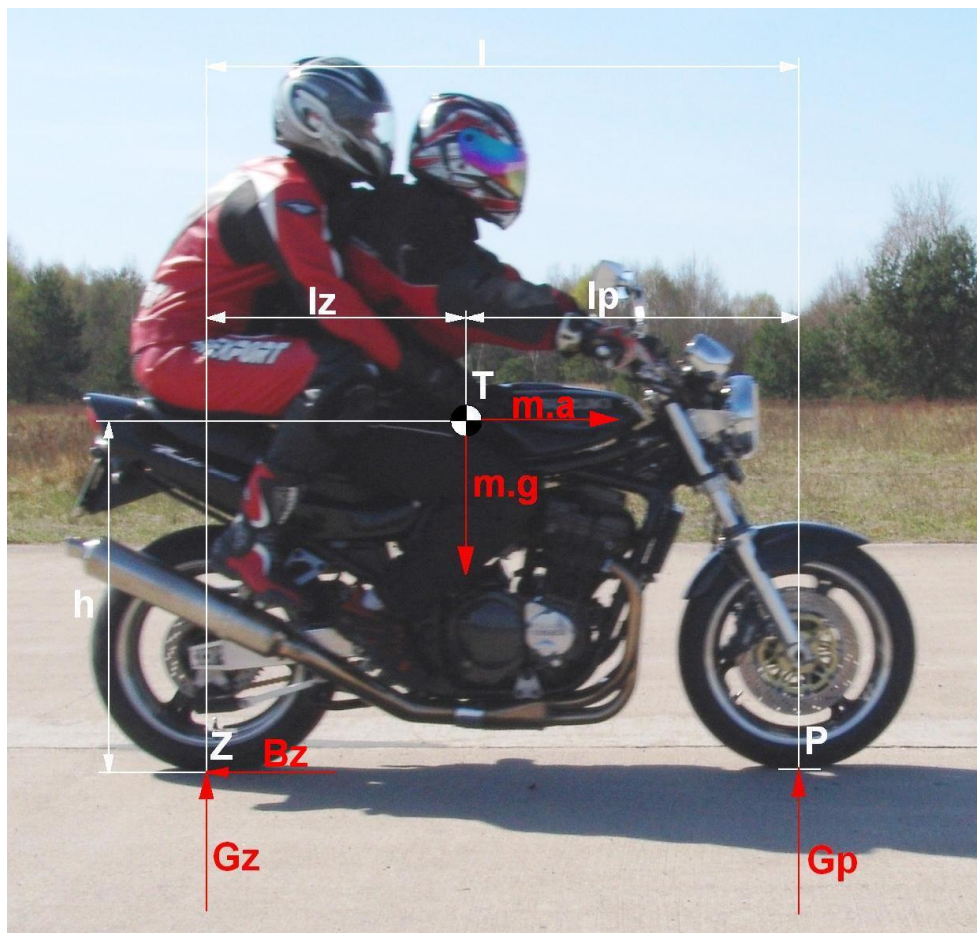
Ze vztahu je patrné, že poměrné zpomalení závisí na poloze těžiště, rozvoru a součiniteli adheze. Představíme-li si součinitel adheze f_o jako proměnnou, lze nakreslit graf závislosti zpomalení na této proměnné. Součinitel adheze má obvyklou velikost v rozsahu 0,5 až 1 pro suchý asfalt.



Graf 3.3 Závislost poměrného zpomalení při brzdění přední brzdou

Z grafu 3.3 vyplývá že největšího zpomalení při brzdění pouze přední brzdou je dosaženo při co největším součiniteli adheze.

Brzdění pouze zadní brzdou



Obr.3.4 Brzdění zadní brzdou

Situace je v tomto režimu obdobná jako v předešlém případě s tím rozdílem, že brzdná síla působí na zadním kole:

$$B_z = G_z \cdot f_0 \quad [N] \quad /6/$$

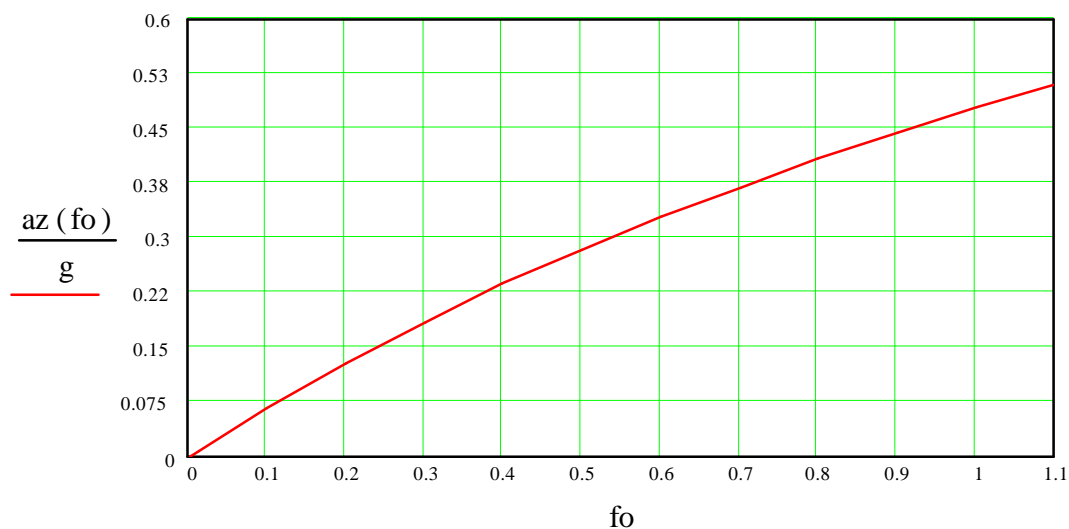
Opět působí v těžišti setrvačná dynamická síla:

$$D = m \cdot a \quad [N] \quad /7/$$

Z momentové výminky k bodu dotyku předního kola P a dosazením lze opět odvodit vztah pro poměrné zpomalení:

$$\frac{az}{g} = \frac{f_0 \cdot l_p}{l + f_0 \cdot h} \quad [-] \quad /8/$$

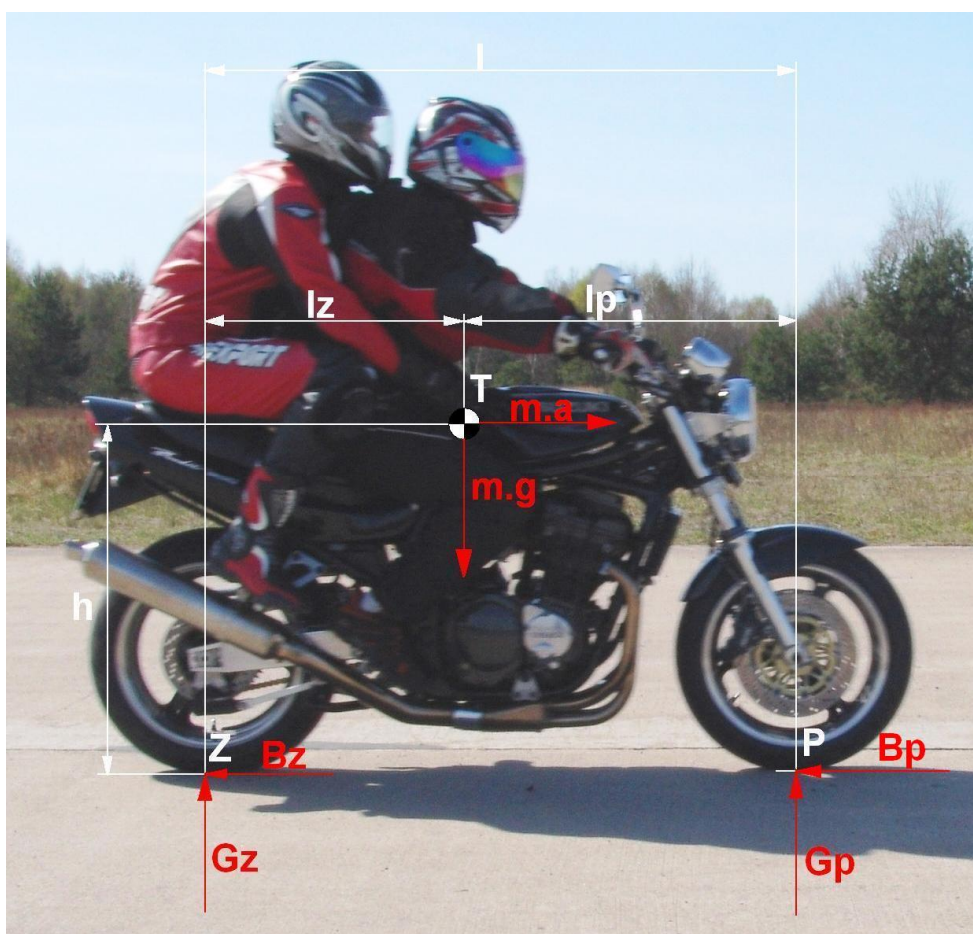
Poměrné zpomalení opět závisí na poloze těžiště, rozvoru a součiniteli adheze. Pokud si znovu představíme součinitel adheze f_0 jako proměnnou, lze znázornit graf zpomalení v závislosti na této proměnné takto:



Graf 3.5 Závislost poměrného zpomalení při brzdění zadní brzdou

Z grafu 3.5 vyplývá, že největšího zpomalení při brzdění pouze zadní brzdou je dosaženo při maximálním součiniteli adheze.

Brzdění přední i zadní brzdou současně

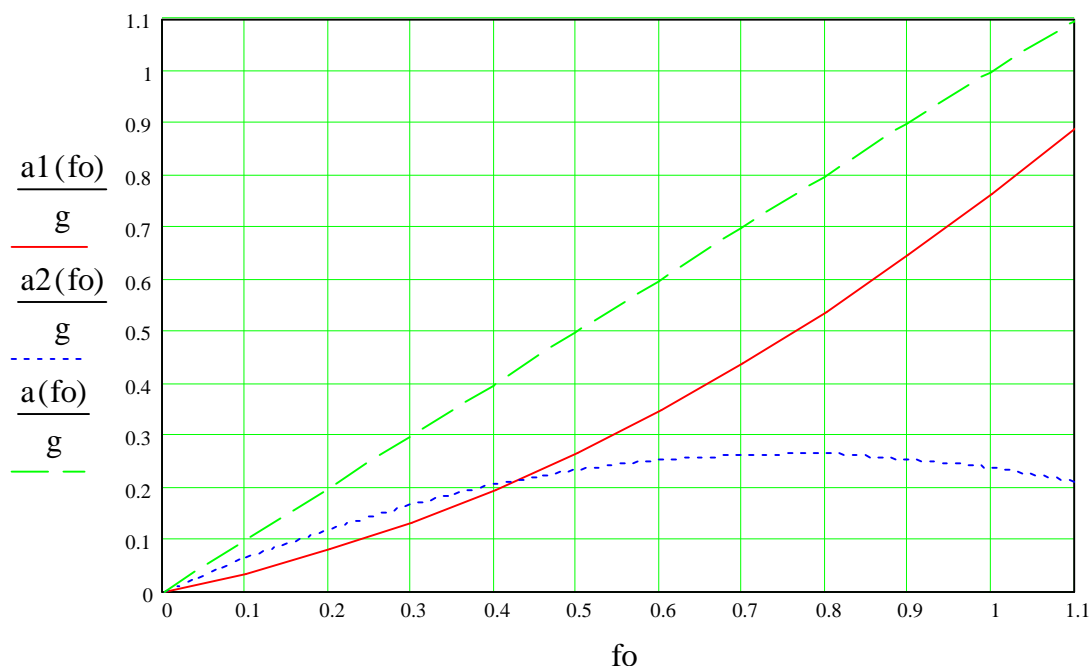


Obr.3.6 Brzdění přední i zadní brzdou

V tomto stavu působí brzdné síly na obou kolech a jsou v rovnováze se setrvačnou dynamickou silou působící v těžišti vozidla. Po vyjádření složkové a momentových rovnic a vzájemném dosazení vyjde vztah pro poměrné zpomalení, přičemž první člen (a_1) vyjadřuje účinek přední brzdy a druhý člen (a_2) zadní brzdy.

$$\frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_z + f_0^2 \cdot h}{l} + \frac{f_0 \cdot l_p - f_0^2 \cdot h}{l} \quad [-] \quad /9/$$

Závislosti poměrného zpomalení od účinku předního a zadního kola na součiniteli adheze jsou zobrazeny na následujícím grafu 3.7.



Graf 3.7 Závislost poměrného zpomalení při brzdění oběmi brzdami současně

Z grafu 3.7 vyplývá, že poměrné zpomalení od účinku přední brzdy je rostoucí se zvyšujícím se součinitelem adheze. Oproti tomu poměrné zpomalení od zadní brzdy má svůj vrchol v rozmezí hodnot $f_0 = 0,6$ až $0,9$. Přesná hodnota se určí parciální derivací výrazu poměrného zpomalení podle f_0 , která se položí rovna nule. Bod maxima poměrného zpomalení je tedy:

$$f_0 = \frac{l_p}{2 \cdot h} [-] \quad /10/$$

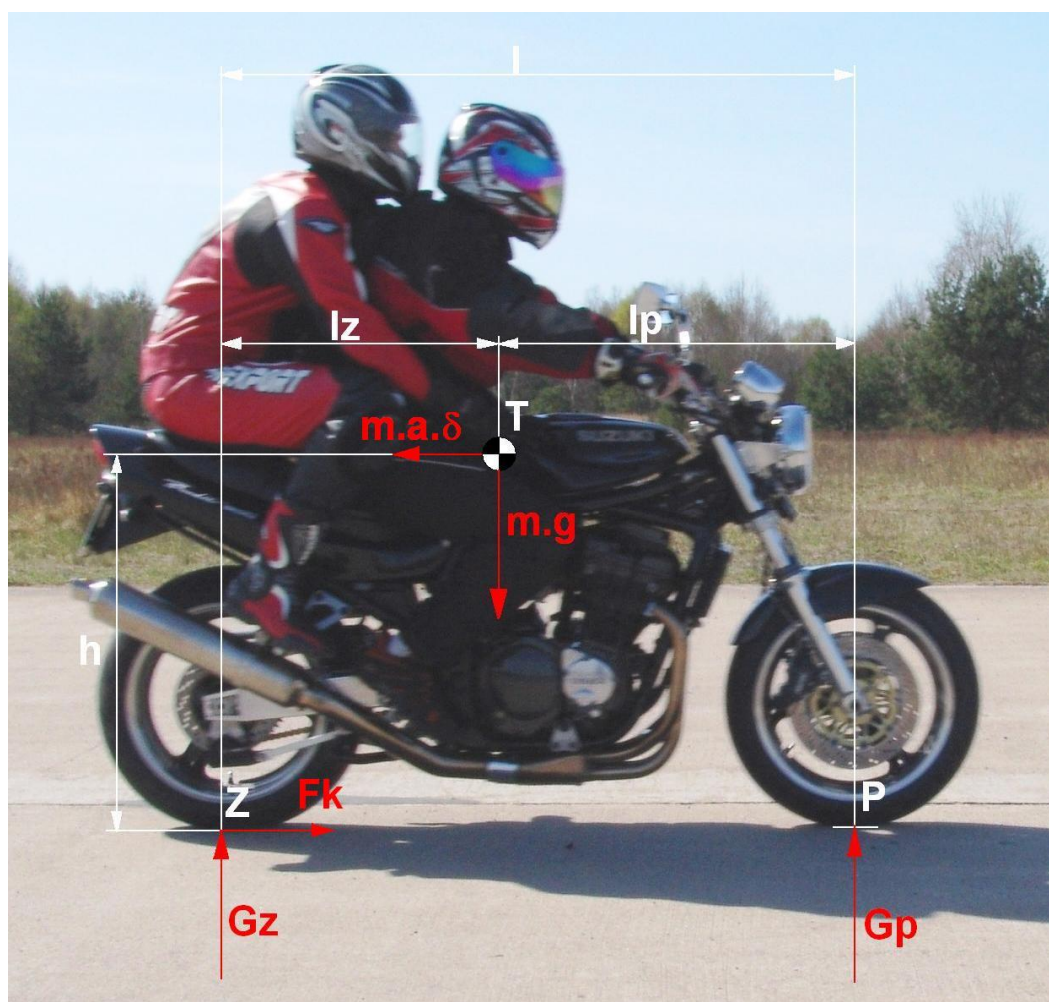
Jelikož se maximální brzdné účinky od předního a zadního kola odehrávají za různých podmínek, tedy rozdílných součinitelích adheze, budu pro výpočet brzdných sil uvažovat součinitel adheze f_0 roven jedné, kdy je maximální účinek přední brzdy a účinek zadní brzdy není maximální, ale o něco nižší. Tento rozdíl však není příliš velký a tudíž podstatný. Brzdné síly jsou pak dány vztahy:

$$B_p = m \cdot a_p \text{ [N]} \quad /11/; \quad B_z = m \cdot a_z \text{ [N]} \quad /12/$$

3.4 Zrychlování

Při akceleraci motocyklu vznikají podobně jako při brzdění setrvačné síly. V tomto případě ovšem působí opačným směrem, tedy proti směru jízdy vozidla. Jejich velikost je úměrná okamžitému zrychlení stroje. Toto zrychlení je omezeno několika vlivy:

- prokluzem zadního kola
- ztrátou dotyku předního kola s vozovkou
- možnostmi motoru



Obr.3.8 Akcelerace motocyklu

Prokluz zadního kola

V provozu k tomuto jevu může snadno dojít v případě snížené přilnavosti vozovky. Tento stav nebývá tak nebezpečný jako ztráta kontaktu kola předního, jelikož motocykl zůstává částečně ovladatelný. Na obrázku 3.8 je zobrazeno schéma sil při zrychlování. Určitou roli zde hraje i vliv urychlovaných rotujících hmot, vyjádřený koeficientem δ . Pro vyšší převodové stupně se jeho hodnota blíží 1, pro nižší převodové stupně nabývá vyšších hodnot. Pro první převodový stupeň u motocyklu má velikost přibližně 1,4[5]. Odpor prostředí zde není uvažován.

Při odvození omezení akcelerace adhezí vyjdeme z předpokladu, že setrvačná síla vozidla je v rovnováze s tečnou reakcí na hnacím kole, neboli

$$F_k = m \cdot a \cdot d \quad [N] \quad /13/ \quad \text{a zároveň} \quad F_k = G_z \cdot f_0 \quad [N]. \quad /14/$$

Výraz pro svislou reakci na zadním kole G_z získáme z momentové rovnice k bodu P.

$$G_z = \frac{m \cdot g \cdot l_p + m \cdot a \cdot h \cdot d}{l} \quad [N] \quad /15/$$

Dosazením a úpravou výrazů vyplyne vztah pro poměrné zrychlení vozidla v závislosti na součiniteli adheze. Průběh této funkce je na konci této podkapitoly zakreslen v grafu společně s dalšími omezujícími vlivy.

$$\frac{a}{g} = \frac{f_0 \cdot l_p}{l \cdot d - h \cdot f_0 \cdot d} \quad [-] \quad /16/$$

Ztráta dotyku předního kola s vozovkou

Překročení tohoto omezení může mít v provozu velmi vážné následky. Jelikož motocykl je v tomto stavu směrově téměř neovladatelný, považuje se tento stav v provozu za nepřipustný. Většina dnešních motocyklů je schopna tohoto stavu dosáhnout. Je proto pouze na jezdci, aby vhodným způsobem jízdy zamezil překročení tohoto omezení. Silové schéma pro řešení tohoto stavu je rovněž na obr.3.8. Položíme-li $G_p=0$ a napíšeme-li momentovou rovnici k bodu Z:

$$m \cdot a \cdot d \cdot h - m \cdot g \cdot l_z = 0 \quad /17/$$

Z této rovnice po úpravě vyplyne jednoduchý vztah pro zrychlení omezené ztrátou dotyku předního kola s vozovkou:

$$\frac{a}{g} = \frac{l_z}{h \cdot d} \quad [-] \quad /18/$$

Omezení parametry motoru

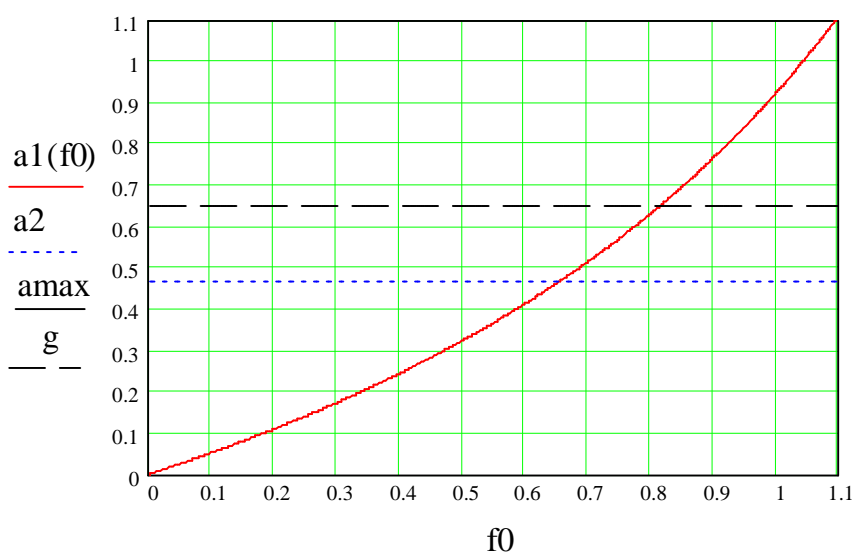
V tomto případě je akcelerace vozidla omezena maximálním hnacím momentem, který je motor schopen přes převody dodat na hnací kolo (účinnost převodů je uvažována rovna 1). Známe-li celkový převodový poměr při daném převodovém stupni, valivý poloměr kola a točivý moment motoru, můžeme snadno vyjádřit hnací sílu na obvodu kola.

$$F_k = \frac{M m \cdot i_{C1}}{r_{VAL}} \quad [N] \quad /19/$$

Po dosazení a úpravě dostaneme vztah pro největší zrychlení, jaké je vozidlu motor schopen udělit:

$$a_{MAX} = \frac{M m \cdot i_{C1}}{d \cdot m \cdot r_{VAL}} \quad [m/s^2] \quad /20/$$

Použité parametry motocyklu potřebné pro výpočet jsou uvedeny v tabulce 3 v kapitole 3.1.



Graf 3.9 Poměrné zrychlení a omezení

V grafu 3.9 znázorněná závislost $a_1(f_0)$ vyjadřuje omezení poměrného zrychlení z hlediska prokluzu zadního kola. Konstanta a_2 vyjadřuje omezení z hlediska ztráty stability motocyklu a konstanta a_{\max}/g omezení z hlediska hnacího momentu motoru.

Zkoušky a měření prováděné firmou Jawa na dříve vyráběných typech motocyklů ukázaly, že zatížení podvozku při akceleraci není zdaleka tak významné jako zatížení při brzdění[4].

3.5 Dynamický režim

Dynamické zatížení má podstatný význam při řešení namáhání podvozkových částí vozidel. Zahrnuje vliv náhlých rázů při přejíždění překážek vyšší rychlostí i cyklické namáhání buzené nerovnostmi vozovky, které ovlivňuje životnost podvozku možným vznikem trhlin.

Určení namáhání metodou konečných prvků je v této práci založeno na výpočtech rovnovážných ustálených stavů. Obecně se používá náhrada složitých a náročných výpočtů dynamického zatížení zavedením dynamického koeficientu. Náhrada spočívá v násobení statického zatížení tímto koeficientem, jehož velikost se pohybuje v rozmezí 2 až 3 v závislosti na podmínkách provozu a určení vozidla.

Množství zkoušek prováděné firmou Jawa na dřívějších i dnešních motocyklech ukázala, že použitím dynamického koeficientu o velikosti 3, podvozek zcela vyhoví tomuto zatížení po celou dobu životnosti. S tímto koeficientem vzniká dostatečná bezpečnost a praxe prokázala, že je možné toto zjednodušení používat[3].

3.6 Výběr jízdního režimu

Z uvedených jízdních režimů je nutno vybrat ty nejnepříznivější a s odpovídajícím zatížením vznikajícím v těchto stavech pak počítat při určování namáhání modelu rámu a kyvné vidlice. K největšímu zatížení dochází v dynamickém režimu a dále pak při brzdění oběma brzdami současně, kdy jsem uvažoval součinitel adheze $f_0 = 1$. Výpočty namáhání proto pro obě součásti proběhly s uvažováním právě těchto dvou stavů.

4 VÝPOČET SOUČASNÉ KONSTRUKCE

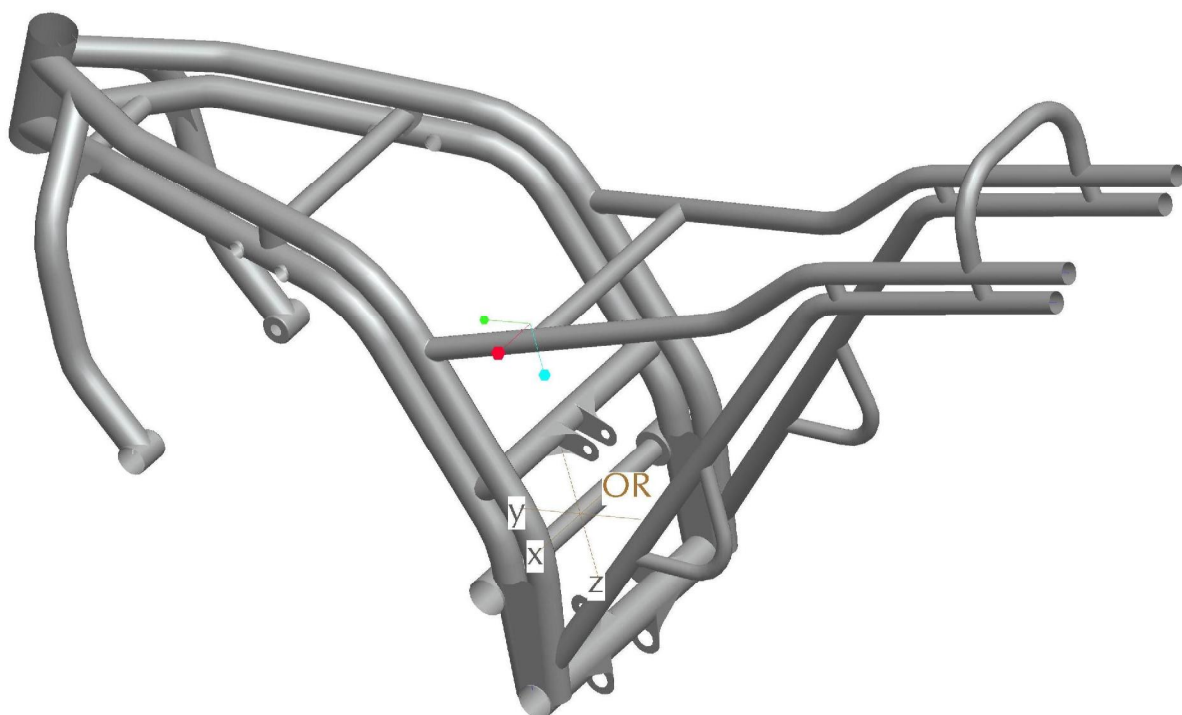
4.1 Tvorba modelů

Pro tvorbu modelu rámu a kyvné vidlice jsem použil CAD softwaru ProEngineer wildfire 2.0 a pro následnou analýzu metodou konečných prvků modul tohoto softwaru ProMechanica. Po vytvoření geometrie modelů a po přepnutí do modulu ProMechanica probíhá před každým konečně prvkovým výpočtem generace sítě konečných prvků pomocí automatického generátoru s nastavitelnými parametry. Výhoda použití tohoto softwaru spočívá ve vzájemné provázanosti geometrického modelu s generátorem vytvořenou sítí, kdy se jakékoli změny provedené na geometrii modelu okamžitě projeví na změně sítě konečných prvků.

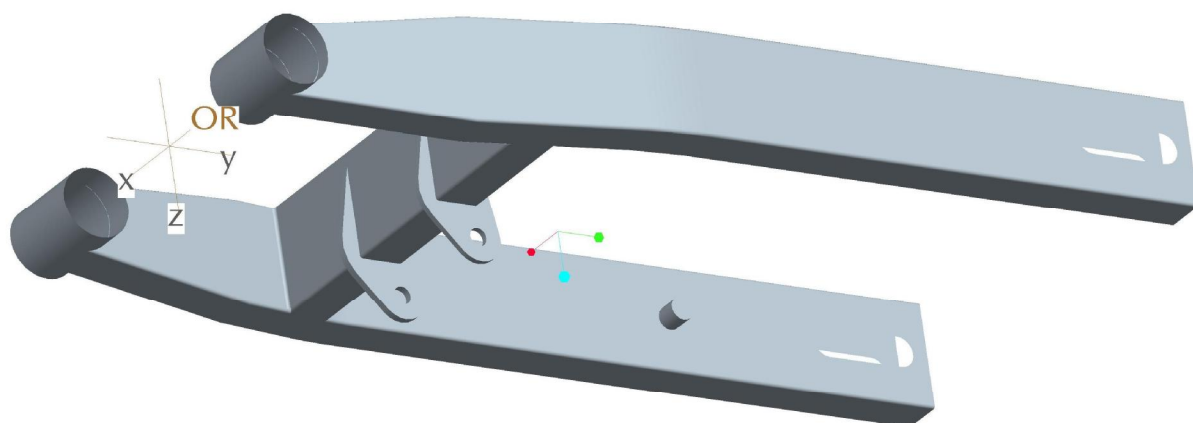
Při tvorbě geometrie jsem se snažil vyvarovat tzv. geometrických singularit, použitím zaoblení u ostrých hran a přechodů, kdy při výpočtu vznikají na těchto hranách nereálně vysoká napětí. Tato zaoblení zvyšují složitost a počet prvků sítě, ale vzhledem k použití skořepinových elementů, není toto zvýšení složitosti podstatné a potřebný čas k výpočtu se výrazně neprodlužuje. Ovšem na všech hranách nebylo možné tato zaoblení použít a to z důvodu chyb při generaci sítě.

Model rámu je vytvořen pouze skořepinovými prvky a následně je každé entitě přiřazena příslušející tloušťka stěny, která u většiny ploch činí 2mm krom krku řízení, kde je tloušťka 8mm, a plechů držáků přepákování pružení a horního oka uchycení tlumiče, kde je tloušťka 4mm. Bohužel rám je v přední části v místě vertikálních trubek držáků motoru nesymetrický vůči vertikální rovině procházející osou krku řízení. Proto musel být vymodelován jako celek a nebylo možno využít symetrie, vytvořit pouze jeho polovinu s vhodnými okrajovými podmínkami na hranách dotýkajících se roviny symetrie, kdy by se s tímto symetrickým modelem výrazně snížila složitost a zkrátila doba výpočtu.

Model kyvné vidlice je rovněž tvořen skořepinovými prvky vyjma držáků táhel přepákování centrálního pružení, které jsou tvořeny objemy. K této kombinaci jsem se rozhodl z důvodu lepšího rozložení napětí na přechodové ploše mezi držákem a příčkou modelu vidlice. Pokud by byly tyto držáky tvořeny skořepinovými prvky, byl by tento přechod tvořen pouze křivkou s následkem vzniku vyšších napětí důsledkem singularity. Tloušťka stěn většiny ploch činí 2mm krom válcových ploch čepů, kde je tloušťka 5mm. U kyvné vidlice rovněž nebylo možno využít symetrie součásti z důvodu rozdílného tvaru ohybů bočních ramen.



Obr.4.1 Geometrický model rámu



Obr.4.2 Geometrický model kyvné vidlice

4.2 Okrajové podmínky

4.2.1 Obecný popis

Před výpočtem namáhání metodou konečných prvků je kromě materiálových vlastností nutno také každému modelu přidělit geometrické a silové okrajové podmínky. Tyto podmínky se volí s ohledem na možnosti použitého softwaru a dále, aby pokud možno co nejvěrněji odpovídaly stavu při skutečném namáhání součásti. Toho není vždy možno zcela dosáhnout a často se přistupuje k zjednodušení.

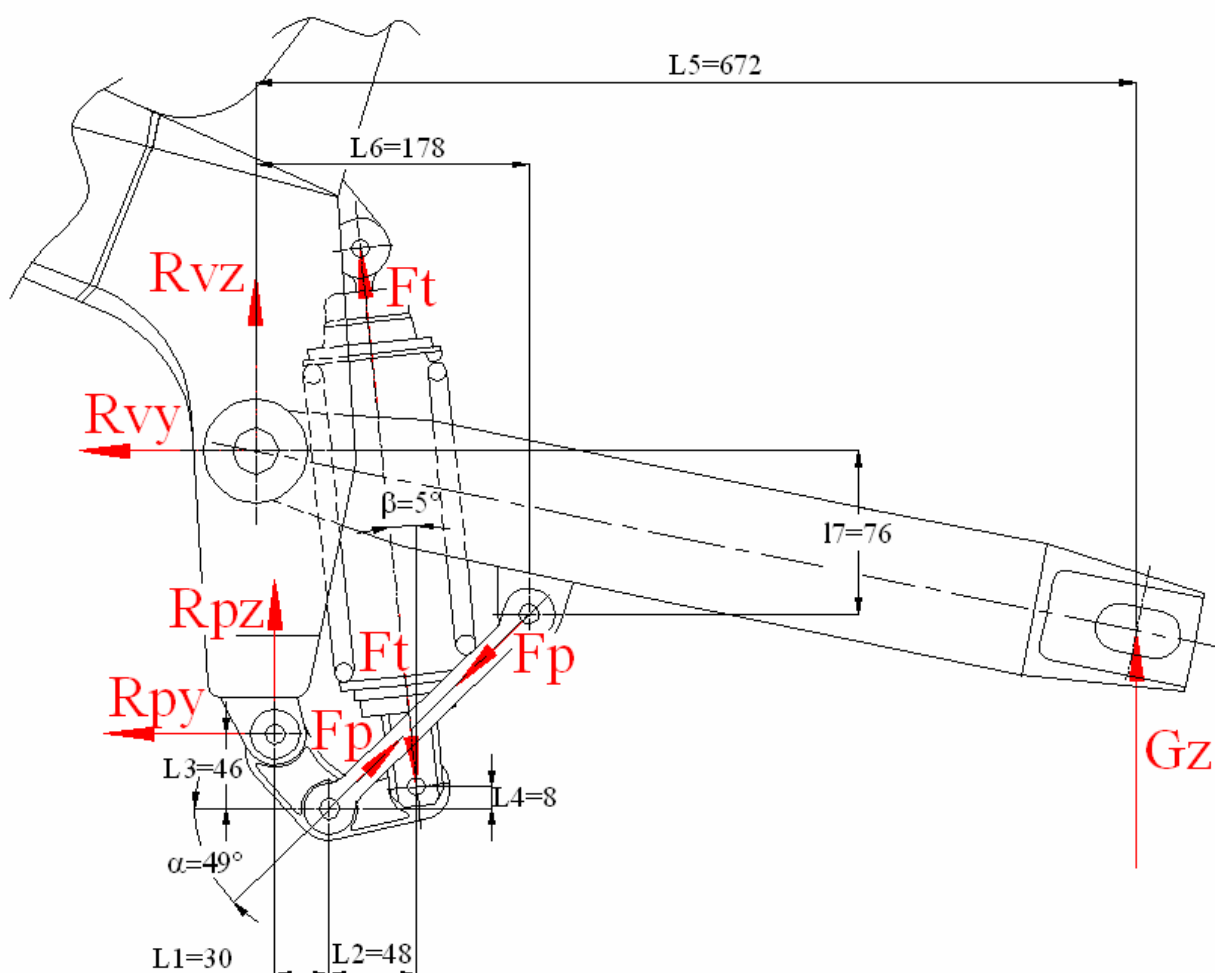
Při určování zatěžujících sil na kyvnou vidlici a rám, jsem neuvažoval s propružením stroje pod zatížením hmotností posádky a zavazadly a to z důvodu neznalosti charakteristik tuhostí přední teleskopické vidlice a zadní centrální pružící jednotky. Jelikož se jedná o návrh motocyklu, který není nijak více rozpracován, nebyly tyto charakteristiky dostupné. Tlumící dráhy u strojů tohoto typu bývají kolem 120mm a změna směru působících sil vlivem propružení by nebyla významná, je tedy uvažován stav nezatíženého a nepropruženého motocyklu.

4.2.2 Okrajové podmínky rámu

Model rámu je díky své otevřené konstrukci složitější v tom, že jeho významným vyztužujícím prvkem je motor. Analýza má za úkol zkoumat rám, proto jsem zde přistoupil ke značnému zjednodušení a motor uvažuji jako absolutně tuhé těleso a toho jsem využil při tvorbě okrajových podmínek.

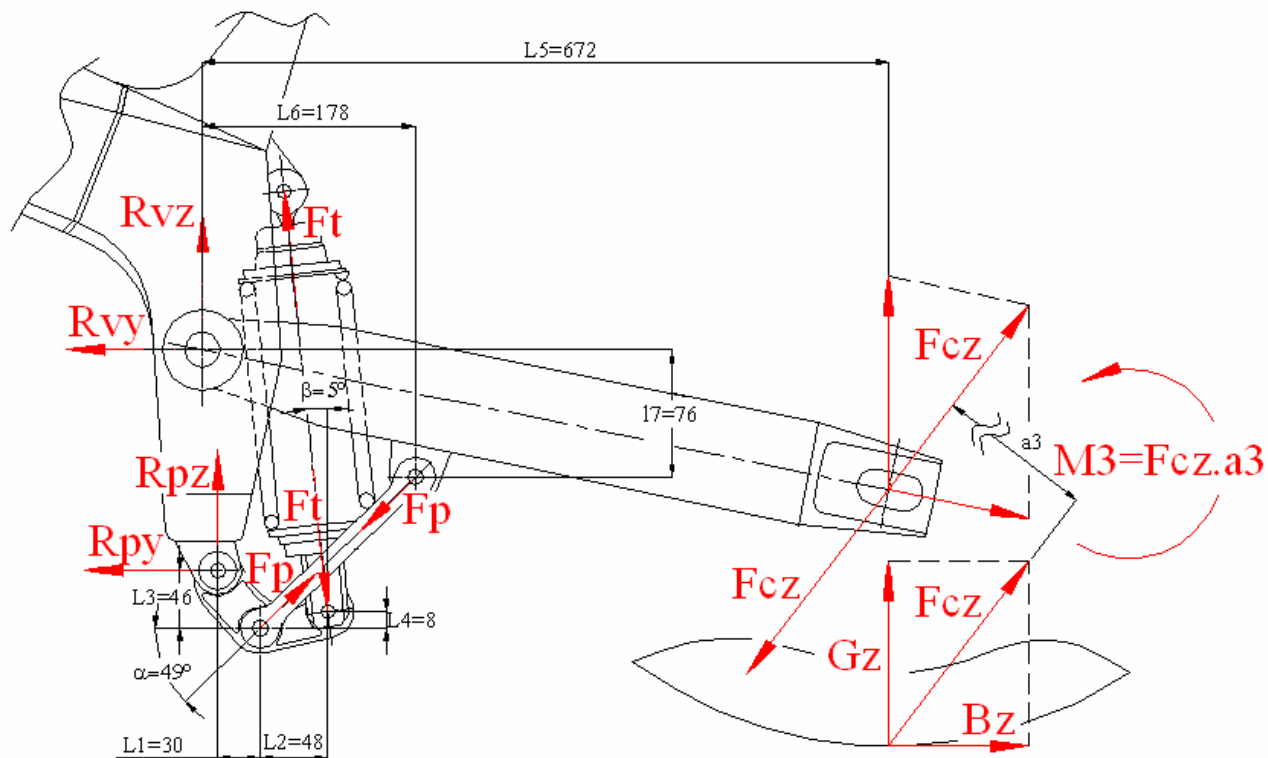
Co se týče geometrických okrajových podmínek je tedy ve všech místech, kde je motor uložen v rámu přidána rotační vazba, rám se tedy může kolem těchto míst pod zatížením deformovat, ale tyto „čepy“ zůstávají fixovány. Zvláštním místem jsou otvory přichycení hlavního čepu kyvné vidlice. Motor je zde uložen pouze ve vnitřní části čepu v šířce 140mm a ve zbývajících prostorech jsou po obou stranách trubky čepů kyvné vidlice s ložisky. K napodobení tohoto uspořádání je mezi otvory v rámu pro osu čepu vymodelována trubka, jejíž střední část je opět uložena otočně a pro zamezení zbývajících stupně volnosti je též zamezeno i posuvu v ose X (směr viz Obr.4.1). Pro zohlednění vložených součástí v rámu mezi držáky motoru, centrálního tlumiče a jeho přepákování jsou v těchto místech přidána pevná spojení, nahrazující vložené součásti, které jsou uvažovány jako absolutně tuhé.

Silové okrajové podmínky jsou v podsedlové části rámu definovány v šesti místech, kde se sedlo opírá o konstrukci. Je uvažováno, že hmotnost řidiče je přenášena čtyřmi stykovými plochami v přední části podsedlového rámu a hmotnost spolujezdce pouze dvěma plochami v zadní části. Další silové zatížení je přiřazeno na hranách otvorů přichycení horního oka centrálního tlumiče a působí ve směru osy tohoto tlumiče. Zatížení od kyvné vidlice je přiřazeno na odpovídajících plochách částech čepu. Obdobně je definováno zatížení rámu v místě spodního úchyty přepákování pružení a tlumení. Velikost síly od centrálního tlumiče, směry a velikosti zatížení od kyvné vidlice a od páky pružení jsou určeny ze statického rozboru kyvné vidlice a přepákování. Tento rozbor sil je pro dynamický režim uveden na obr. 4.3



Obr. 4.3 Schéma sil působících na rám od kyvné vidlice a systému pružení v dynamickém režimu

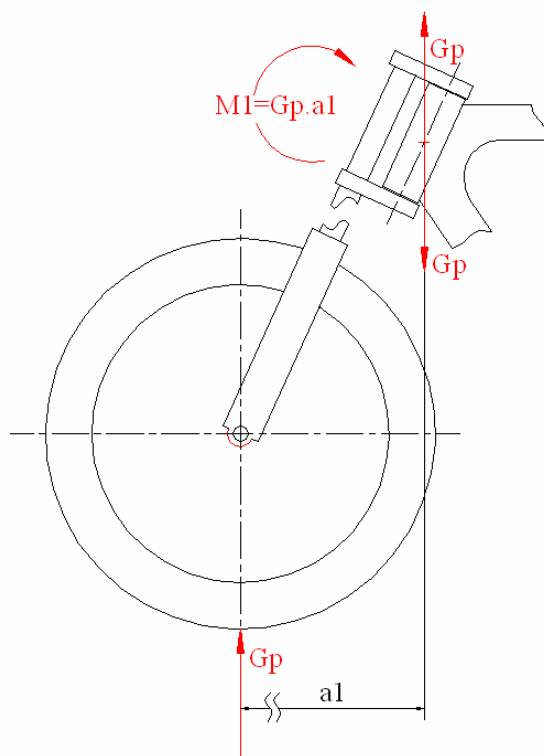
Pro režim brzdění oběma brzdami současně je rozbor sil uveden na Obr. 4.4. Celková síla F_{cz} vzniklá složením tíhové a brzdné je přenesena do středu kola a vzniklý moment M_3 je zachycen kyvnou vidlicí. Přenesená síla F_{cz} způsobuje namáhání rámu obdobně jako v dynamickém režimu.



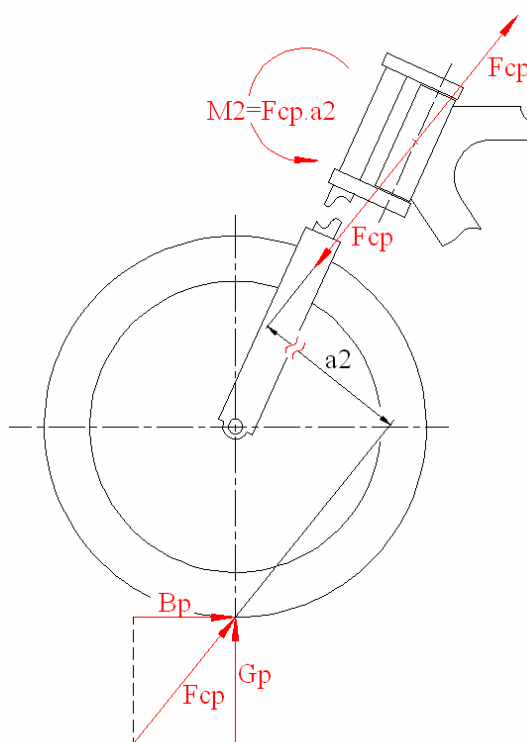
Obr. 4.4 Schéma sil působících na rám od kyvné vidlice a systému pružení v režimu brzdění oběma brzdami současně

Dále jsou na držácích zadních stupaček a na spodní příčné trubce přidány zatížení od nohou jezdce a spolujezdce. Pro toto zatížení uvažují hmotnost spočívající na stupačce rovnu 10 kilogramům.

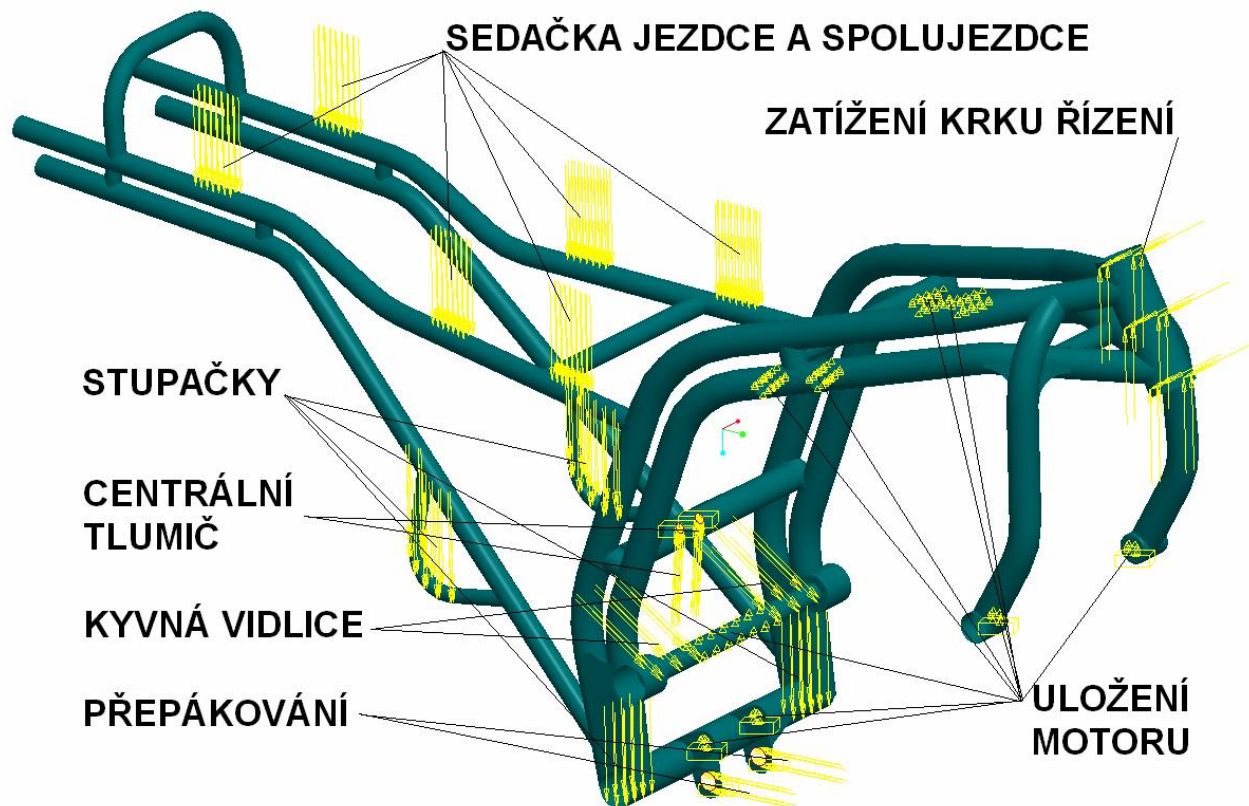
Zatížení od předního kola přenesené teleskopickou vidlicí na krk řízení je v dynamickém režimu provedeno svislou silou G_p , přenesenou z osy kola do středu krku řízení společně s momentem M_1 , který vznikne přenesením síly G_p viz Obr.4.5. Zjednodušeně je uvažováno, že zatížení působí na celou plochu trubky krku řízení. Obdobně je trubka krku řízení zatížena v režimu brzdění oběma brzdami současně, kdy přenesením celkové síly F_{cp} vznikne moment M_2 viz Obr.4.6.



Obr. 4.5 Zatížení rámu od předního kola při dynamickém režimu



Obr. 4.6 Zatížení rámu od předního kola při brzdění oběma brzdami



Obr. 4.7 Model rámu motocyklu s definovanými okrajovými podmínkami pro dynamický režim

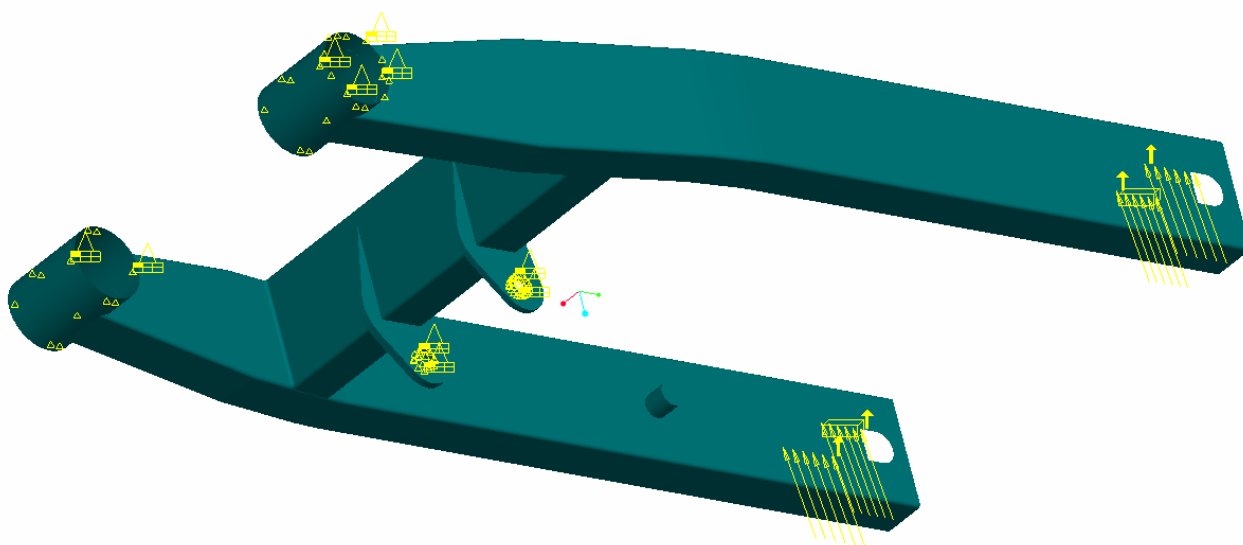
Přehled velikostí zatížení rámu v obou jízdních režimech je uveden v následující tabulce 4.1. Směry složek zatížení jsou patrné z obr. 4.1.

zatížení \ režim	Dynamický			Brzdění oběma brzdami		
	Složky			Složky		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Síla na krk řízení Gp; Fcp [N]	0	0	-3909	0	-3291	-3291
Moment na krk řízení M1; M2 [N.m]	-1399	0	0	2784	0	0
Síla na každý otvor držáku horního oka tlumiče Ft [N]	0	482	-5510	0	122	-1401
Síla na každý otvor držáku přepákování tlumení Rp [N]	0	-5085	212.5	0	-1295	53
Síla na jeden čep kyvné vidlice Rv [N]	0	4604	3036	0	660	836
Síla od sedla a tíhy jezdce Fj [N]	0	0	600	0	0	200
Síla od sedla a tíhy spolujezdce Fs [N]	0	0	1200	0	0	400
Síla od tíhy nohou jezdce Fnj [N]	0	0	300	0	0	100
Síla od tíhy nohou spolujezdce Fns [N]	0	0	300	0	0	100

Tab. 4.1 Zatížení působící na rám

4.2.3 Okrajové podmínky kyvné vidlice

Model kyvné vidlice je výrazně jednodušší a je uložen rotační vazbou ve válcových plochách hlavních čepů, tedy přichycení do rámu a také ve válcových plochách otvorů držáků táhel přepákování centrálního tlumení. Modelu je nutno odebrat všechny stupně volnosti, proto je zbývajícimu posuvu v axiálním směru hlavních čepů vidlice zamezeno na levé hraně jednoho z čepů. Dále je pro zohlednění vloženého kola přidáno pevné spojení konců vidlice v místech opření vymezovacích kroužků nasazených na ose kola. V dynamickém režimu je zatěžující síla definována pouze na čtyřech hranách otvorů pro průchod osy kola pod úhlem odpovídajícím klidovému stavu bez propružení. Pro režim brzdění oběma brzdami současně je k těmto čtyřem silám přidána síla působící od držáku brzdového třmenu na malý výstupek umístěný na pravém rameni vidlice.



Obr. 4.5 Model kyvné vidlice s definovanými okrajovými podmínkami pro dynamický režim

Přehled zatěžujících sil na kyvnou vidlici v obou režimech, tedy v dynamickém a při brzdění oběmi brzdami současně je uveden v následující tabulce 4.2. Směry složek sil jsou patrné ze souřadnicového systému z obr.4.2.

zatížení \ režim	Dynamický			Brzdění oběmi brzdami		
	Složky			Složky		
	X	Y	Z	X	Y	Z
Síla na hranu otvoru průchodu osy kola F_{gz} [N]	0	-275.5	-2243	0	-31	-243.5
Síla na výstupek záchytu držáku brzdy F_d [N]	0	0	0	0	-294.5	2398.5

Tab. 4.2 Zatěžující síly na kyvnou vidlici

4.3 Vyhodnocení analýz

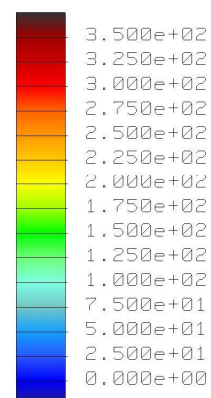
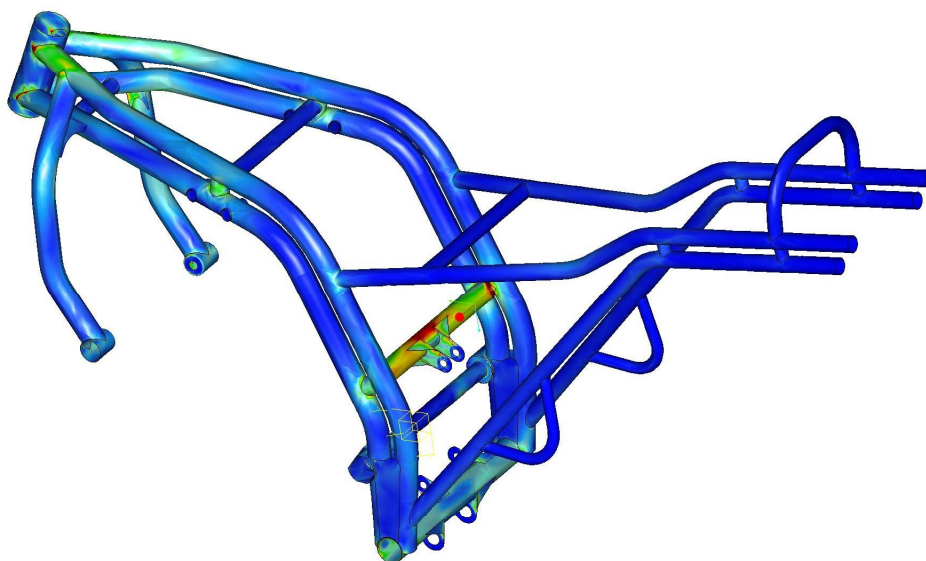
4.3.1 Vyhodnocení analýzy rámu

Vygenerovaná síť prvků obsahovala celkově 4327 skořepinových elementů (shellů). Software ProMechanica 2.0 používá P metodu a při aproximaci zvyšuje stupeň interpolačního polynomu až do stupně devět. Výpočty proběhly na výkonném hardwaru v laboratoři počítačové grafiky na Katedře vozidel a motorů a celkově trval 8 minut. Tato krátká doba je způsobena použitím skořepinových prvků v modelu. Z postprocesoru softwaru jsem exportoval a do této práce vložil zobrazené výsledky.

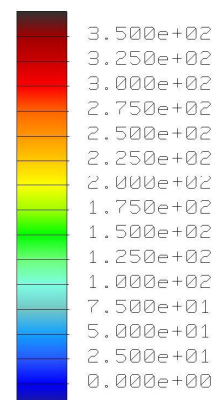
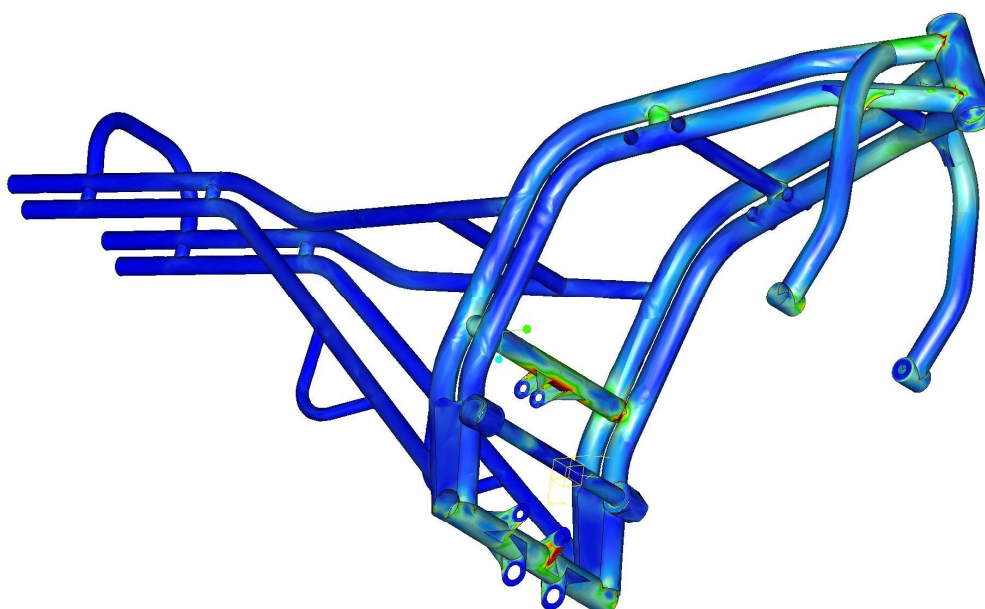
Na obr. 4.6 je zobrazen výsledek analýzy modelu rámu namáhaném při dynamickém režimu. Hodnoty v legendách ve všech obrázcích jsou napětí v MPa dle hypotézy HMM. Největší napětí vzniká v místech připojení trubky s držákem horního oka tlumiče s propojkami trubek hlavních tahů a jeho hodnota činí kolem 350 MPa. Toto vysoké napětí je způsobeno nepřesným vymodelováním místa spojení, kdy tato trubka je v kontaktu s přechodovou trubicou pouze ve své části a toto provedení by zřejmě neodpovídalo skutečnému vyhotovení. Dále je v místě dotyku ostrá hrana, která přispívá ke vzniku nereálného napětí. Další vysoké napětí je v půlce této ohybem namáhané trubky v jejích horních a spodních vláknech, které dosahuje hodnot kolem 300 MPa. Toto napětí je již reálné a není způsobeno nepřesností modelu nebo metodou konečných prvků a stále je pod hranicí minimální meze kluzu použitého materiálu rámu 11 523.1, který má minimální mez kluzu pro tenkostěnné trubky rovnu 353 MPa [6]. Použití tohoto materiálu je určeno společností JAWA Moto. Velká napětí též vznikají na ploše krku řízení v místech připojení trubek hlavních tahů rámu, ale zde se jedná o napětí zapříčiněná ostrou hranou přechodu.

Na obr. 4.7 je zobrazen výsledek analýzy modelu rámu namáhaného při režimu brzdění oběma brzdami současně. Tento režim není tak extrémní a vysoká napětí s hodnotami kolem 350 MPa se v tomto režimu objevují pouze v oblasti krku řízení na hranách spojení trubek hlavních tahů a jsou způsobena ostrými hranami.

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

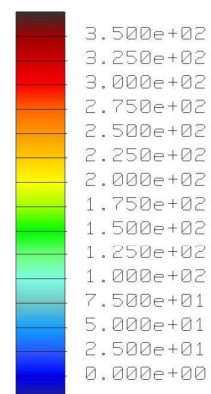
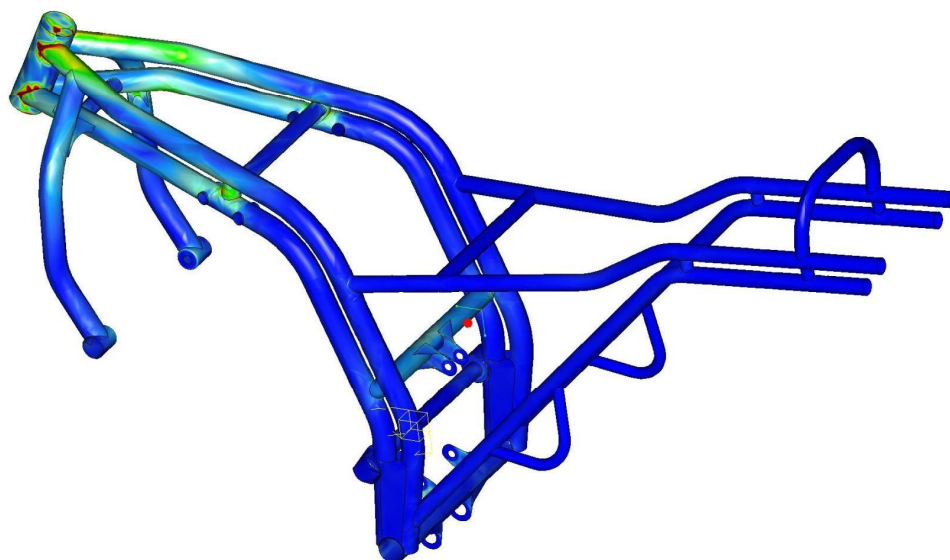


Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

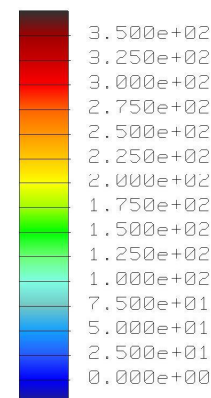
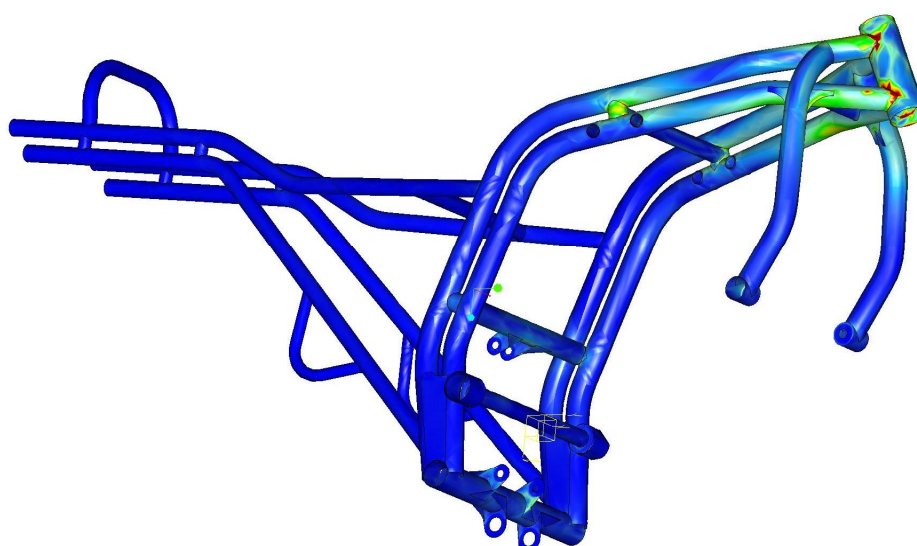


Obr. 4.6 Výsledky analýzy modelu rámu při dynamickém režimu

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Obr. 4.7 Výsledky analýzy modelu rámu při brzdění oběma brzdami současně

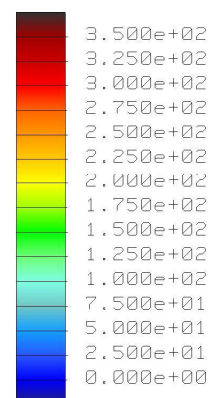
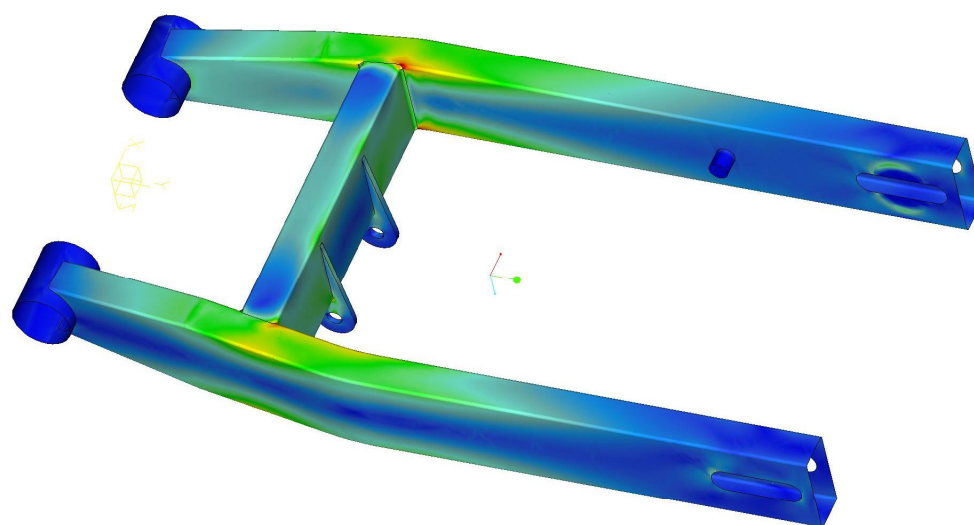
4.3.2 Vyhodnocení analýzy kyvné vidlice

Vygenerovaná síť prvků obsahovala celkově 2383 elementů z toho 2075 skořepinových a 308 objemových. Výpočet v tomto případě trval celkově 5 minut. Z postprocesoru softwaru jsem opět exportoval a do této práce vložil zobrazené výsledky.

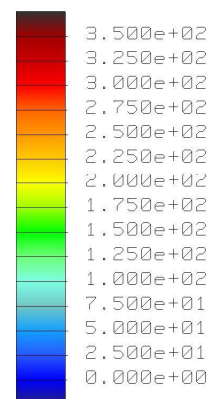
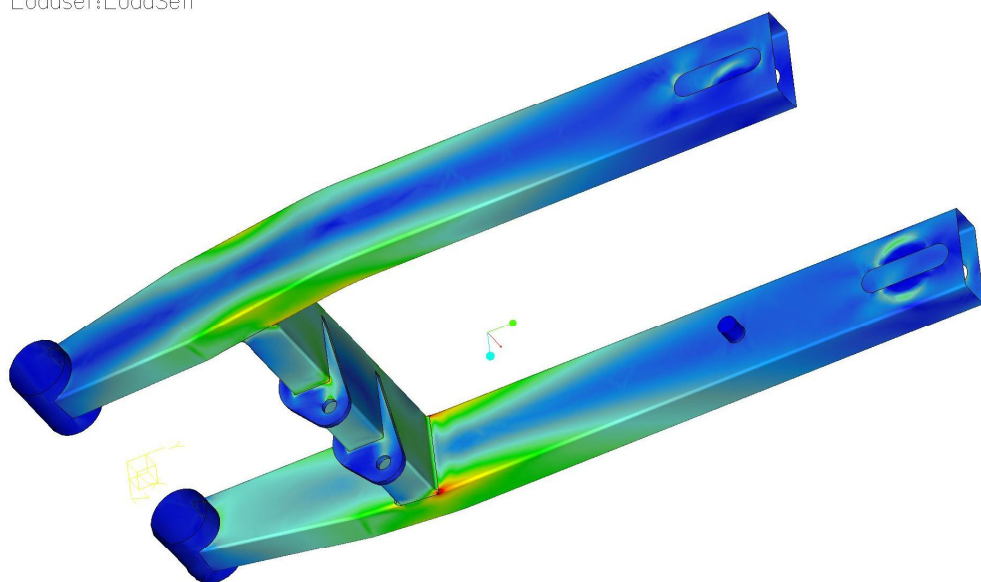
Na obr. 4.8 je zobrazen výsledek analýzy modelu kyvné vidlice namáhané při dynamickém režimu. Maximální napětí vzniká v rozích na přechodech střední příčky do bočních ramen vidlice a napětí dosahuje hodnot kolem 350 MPa. Toto vysoké napětí je částečně způsobeno nedokonalostí modelu (singularitami), ale reálná napětí se budou této vysoké hodnotě již blížit. Pro kyvnou vidlici je též uvažován materiál 11 523.1, s minimální mezí kluzu pro tvarové tyče 353 MPa [6] , takže nedojde k trvalé deformaci součásti, ale bezpečnost je téměř rovna jedné. Použití tohoto materiálu je opět dáno společností JAWA Moto. Za pozornost stojí též vyšší hodnoty v horních a dolních vláknech bočních ramen vidlice v oblasti připevnění střední příčky, které jsou namáhány především na ohyb. Hodnoty napětí se v této oblasti pohybují v rozmezí od 175 MPa do 200 MPa.

Na obr. 4.9 je zobrazen výsledek analýzy modelu kyvné vidlice namáhané při režimu brzdění oběma brzdami současně. Napětí jsou opět výrazně nižší než v předešlém případě. Maximální napětí se v tomto případě vyskytuje na výstupku záchytu reakce zadní brzdy a jeho hodnota činí 150 MPa. V tomto místě je opět singularita díky ostré hraně, ale ani toto napětí nepředstavuje nebezpečí a je výrazně pod mezí kluzu použitého materiálu vidlice.

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

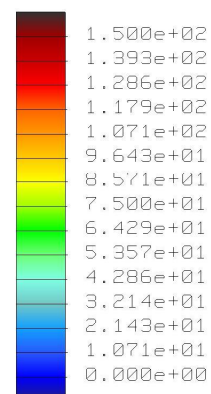
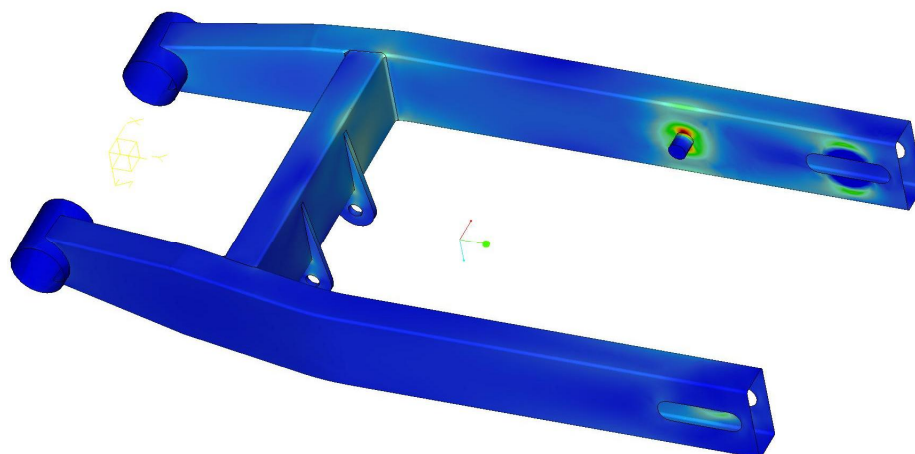


Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

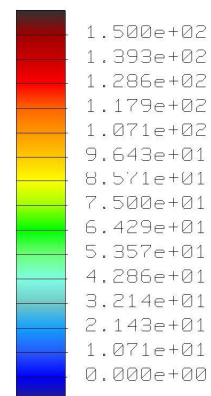
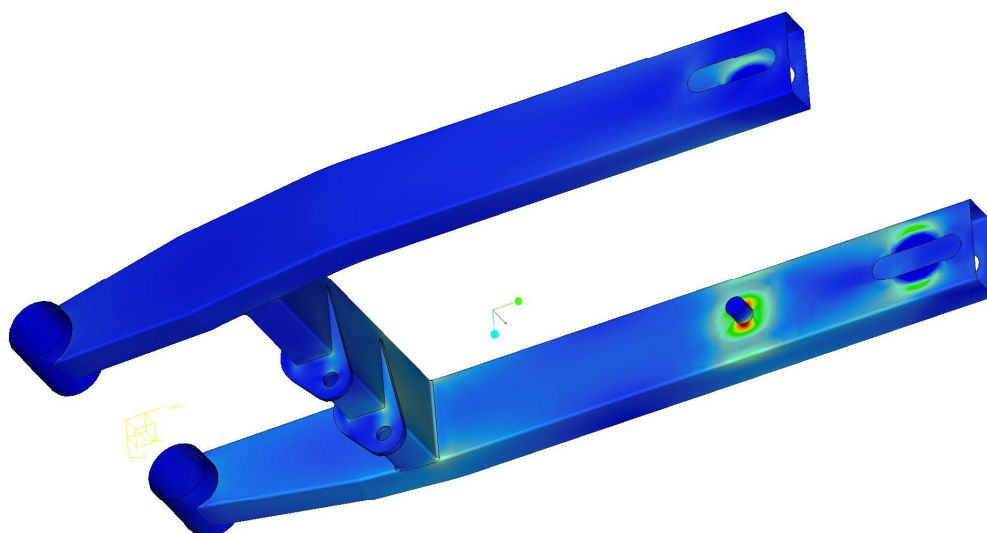


Obr. 4.8 Výsledky analýzy modelu kyvné vidlice při dynamickém režimu

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Obr. 4.9 Výsledky analýzy modelu kyvné vidlice při brzdění oběma brzdami současně

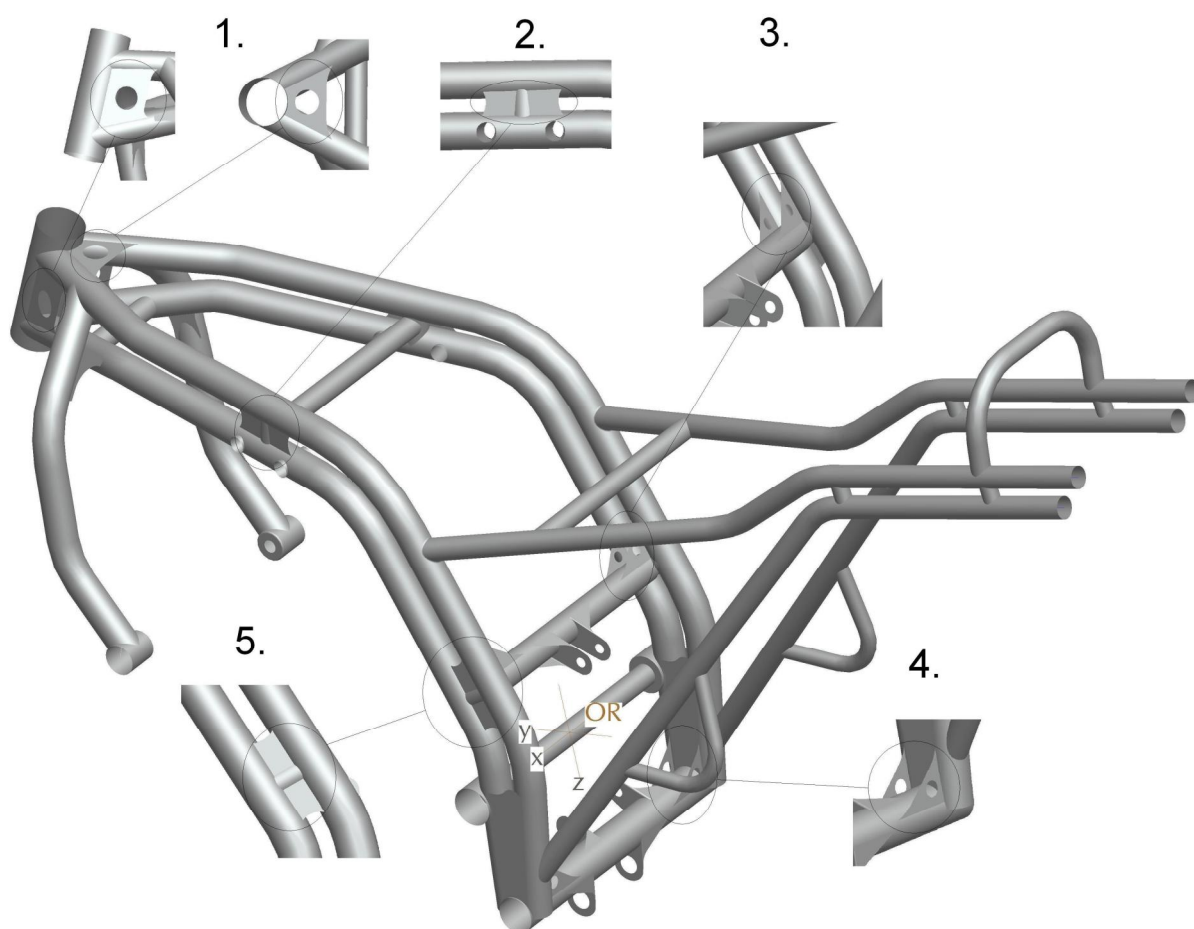
5 NÁVRH OPTIMALIZACE KONSTRUKCE

5.1 Provedení optimalizace

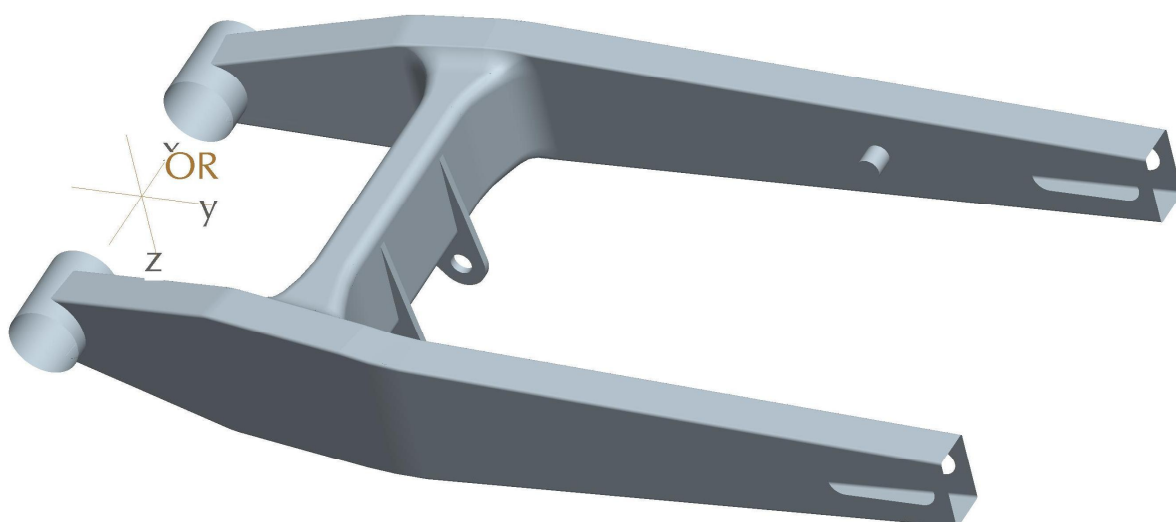
Optimalizace z pohledu této práce měla za úkol změnu tvaru součástí při zachování nebo snížení její hmotnosti a při současném snížení napětí v materiálu vnikajícím při namáhání. Dále je možno součásti optimalizovat z dalších hledisek například vlastních a provozních frekvencí atd.

U optimalizovaného rámu byla přidána vyztužující žebra tloušťky 2mm v oblasti krku řízení [poz.1 Obr.5.1], v místech spojení trubek hlavních bočních tahů [poz.2 a 5 Obr.5.1], dále v místě připevnění trubky držící záchyty centrálního tlumiče k rámu [poz.3 Obr.5.1] a také v místě přichycení trubky držící přepákování tlumiče [poz.4 Obr.5.1]. Tato přídatná žebra sice zvyšují hmotnost součástí, ale nejedná se zde o výrazný nárůst (243g) a jejich úkolem je zajištění lepšího rozložení napětí a celkové zvýšení tuhosti konstrukce ovšem je zde riziko vzniku vyšších napětí. Proto mají žebra ve svých rozích rádiusy, aby byl přechod do okolního materiálu co nejplynulejší a aby na těchto hranách nevznikala vrubová napětí. Umístění žeber je voleno co nejblíže neutrálních os vyztužených součástí tedy tam, kde se vlákna nejméně deformují a zamezuje se tak vzniku koncentrace napětí. Použití přídatných žeber v konstrukci rámu by nepředstavovalo významný nárůst výrobních nákladů, či náročnosti výroby. Model optimalizovaného rámu je zobrazen na Obr. 5.1.

U kyvné vidlice jsem přistoupil k celkové změně tvaru, kdy boční ramena mají rozšiřující se průřez směrem ke střední příčce při zachování tloušťky stěny 2mm. Toto provedení má za úkol lepší využití materiálu a snížení vznikajícího napětí ve spodních a horních vláknech ohýbaného profilu bočních ramen vidlice. Střední příčka je k těmto ramenům napojena přes velká zaoblení, které mají za úkol lépe rozložit napětí a zaoblení hran střední příčky je též větší. Tvar této optimalizované vidlice je o mnoho složitější a z toho vyplývá i nákladnější a složitější výroba, kdy by bylo nutné svařovat předlisované polotovary oproti původní konstrukci, u které se svařují pouze ohnuté obdélníkové profily. Toto hledisko si plně uvědomuji a je na rozhodnutí a možnostech výrobce k jaké variantě by se případně přiklonil. Při sériové výrobě by již tato zvýšená náročnost výroby nebyla tak významná. Model optimalizované kyvné vidlice je zobrazen na Obr. 5.2.



Obr. 5.1 Model optimalizovaného rámu



Obr. 5.2 Model optimalizované kyvné vidlice

5.2 Analýza optimalizovaných součástí a její vyhodnocení

Na optimalizované modely byly aplikovány totožně geometrické a silové okrajové podmínky jako na modely současné konstrukce s cílem zjistit důsledek provedených změn a výpočty proběhly opět pro dynamický režim a pro brzdění oběmi brzdami současně.

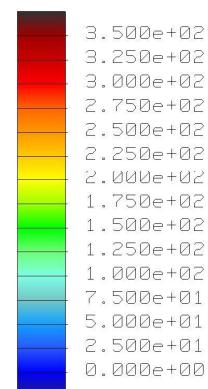
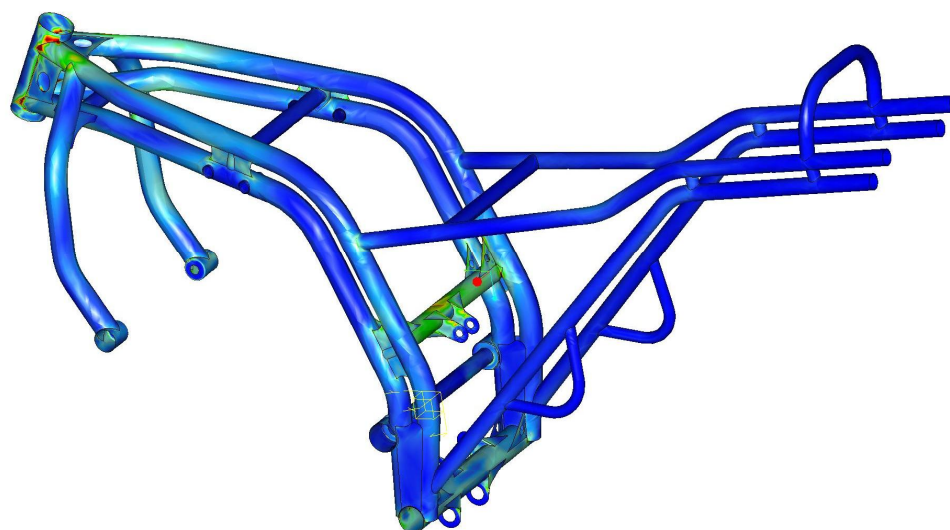
Výsledky analýz optimalizovaného modelu rámu namáhaném při dynamickém režimu a při brzdění oběmi brzdami současně jsou na obrázcích 5.3 a 5.4. V oblasti krku řízení se díky přidaným žebřům podařilo plynuleji přenést napětí z krku řízení na hlavní rámové trubky, nicméně díky ostré hraně v přechodu do krku řízení (singularitě) vzniká v tomto místě vysoké napětí po celé výšce těchto žeber. Obdobná situace je i v ostatních místech rámu s přidanými žebry. Přidaná vyztužující žebra představují nárůst hmotnosti rámu o 243g což není příliš významné. Bohužel poměrné zvětšení hmotnosti konstrukce rámu nebylo možné s pomocí softwaru ProEngineer zjistit, protože tento program nenabízí funkci zjištění celkové plochy skořepinové součásti, či přímo hmotnosti shellů s přidělenými materiálovými vlastnostmi.

Porovnání tuhostí současné a optimalizované konstrukce rámu v obou jízdních režimech je znázorněno na přílohách č.1 a č.2. Z přílohy č.1, tedy v dynamickém režimu, vyplývá snížení maximální deformace konstrukce nacházející se v místě hrany horního oka přichycení centrální pružící jednotky z 1,344mm u současné konstrukce na 0,874mm u konstrukce optimalizované, což vyjádřeno v procentech činí rozdíl o 34,9%. V oblasti trubky krku řízení se na jeho spodní hraně deformace snížila z 0,906mm na 0,792mm, tedy o 12,6%. Na horní hraně trubky z 0,602mm na 0,464mm, procentuelně tedy o 22,9%. V příloze č.2 je zobrazeno porovnání deformací konstrukcí v režimu brzdění oběmi brzdami současně. V tomto režimu se největší deformace projevuje v oblasti trubky krku řízení a její celkové maximum se nachází na její spodní hraně. Hodnota tohoto maxima u současné konstrukce činí 0,836mm a u optimalizované 0,725mm, snížení tedy o 13,3%. Horní hrana této trubky se v tomto režimu deformuje o 0,414mm u stávající konstrukce a o 0,34mm u optimalizované konstrukce, snížení o 17,8%.

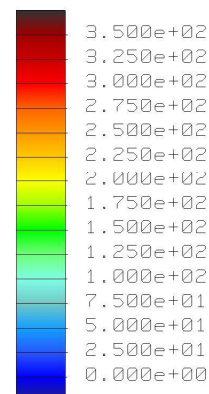
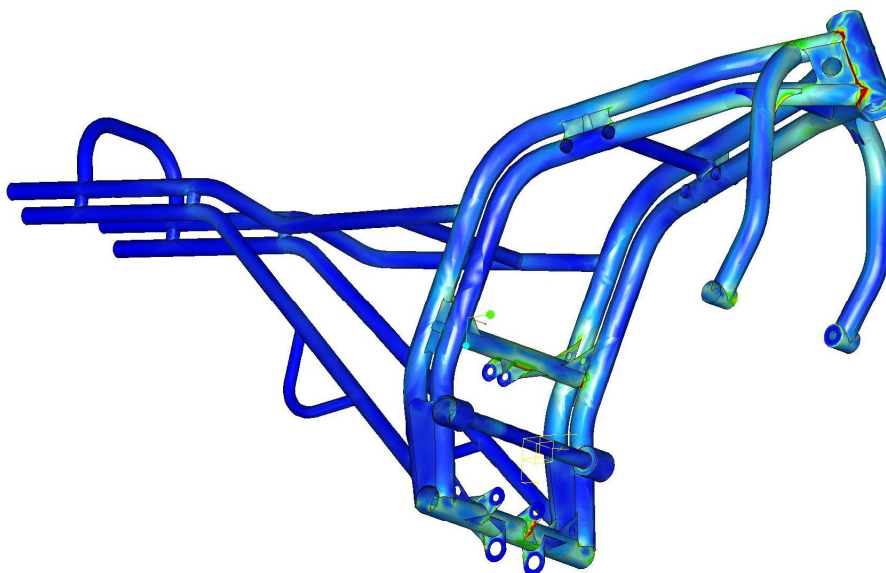
Výsledky analýz optimalizovaného modelu kyvné vidlice namáhané při dynamickém režimu a při brzdění oběma brzdami současně jsou na obrázcích 5.5 a 5.6. Z výsledků je patrné, že špičky napětí nacházející se v rozích napojení střední příčky k bočním ramenům jsou u optimalizovaného modelu rozloženy do větších ploch a jejich maximum je kolem 300 MPa, tedy zhruba o 50 MPa nižší než u současné konstrukce. Plochy oblastí vyšších napětí v dolních a horních vláknech ramen v místě napojení střední příčky s hodnotami kolem 175 MPa se též podařilo zmenšit. Model optimalizované kyvné vidlice je navržen tak, že změna tvarů ramen a střední příčky nepředstavuje nárůst hmotnosti oproti současné konstrukci a celková hmotnost by byla u obou provedení shodná.

Porovnání tuhostí současné a optimalizované konstrukce kyvné vidlice v obou jízdních režimech je znázorněno v přílohách č.3 a č.4. Z přílohy č.3, tedy v dynamickém režimu, vyplývá snížení maximální deformace konstrukce nacházející se na horních hranách koncích ramen s hodnotami 3,025mm u současné konstrukce a 2,715mm u optimalizované konstrukce, což vyjádřeno v procentech znamená snížení o 10,2%. Porovnání deformací kyvných vidlic při režimu brzdění oběma brzdami současně je znázorněno v příloze č.4. Bohužel tvarová změna provedená u optimalizované konstrukce vidlice znamenala zmenšení průřezu nosníku pravého ramene v místě přichycení výstupku záchyty reakce držáku zadní brzdy s následkem vyšší deformace konce nosníku, která se z původních 2,98mm zvýšila na 3,4mm, což představuje nárůst o 14%. Z tohoto důvodu by bylo ještě vhodné pozměnit tvar pravého ramene s ohledem na sílu působící na výstupek v tomto jízdním režimu.

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

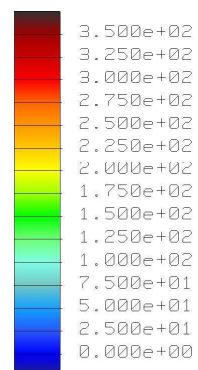
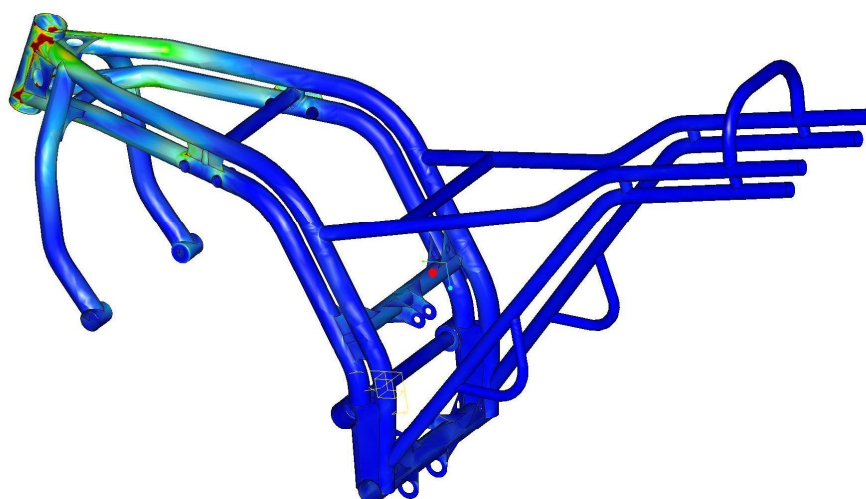


Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

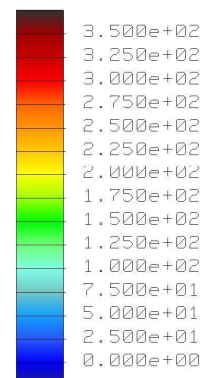
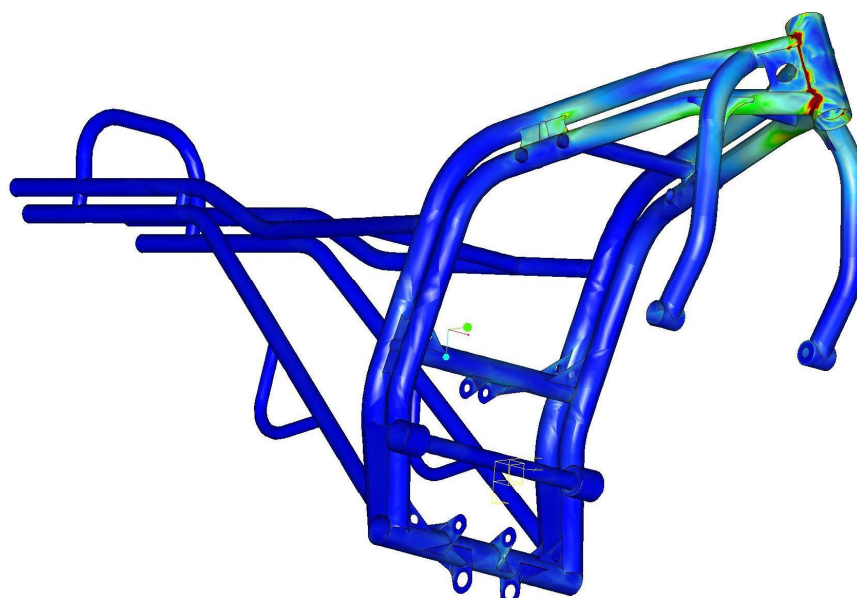


Obr. 5.3 Výsledky analýzy optimalizovaného modelu rámu při dynamickém režimu

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

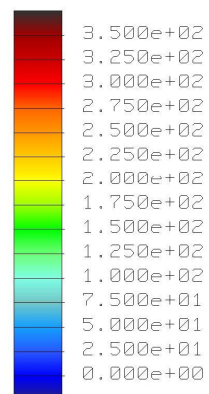
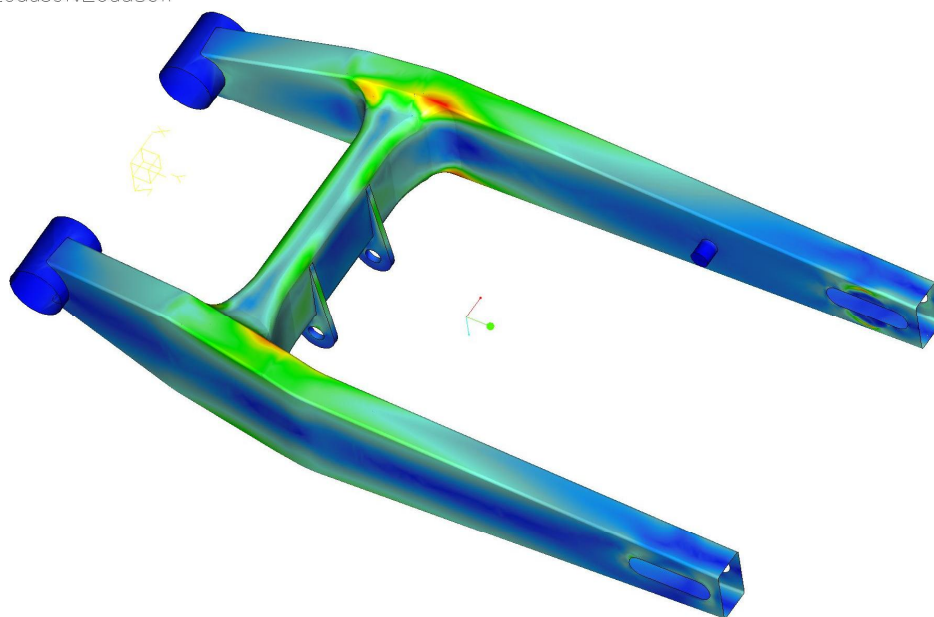


Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

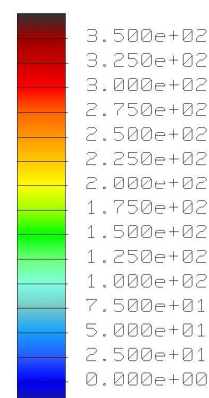
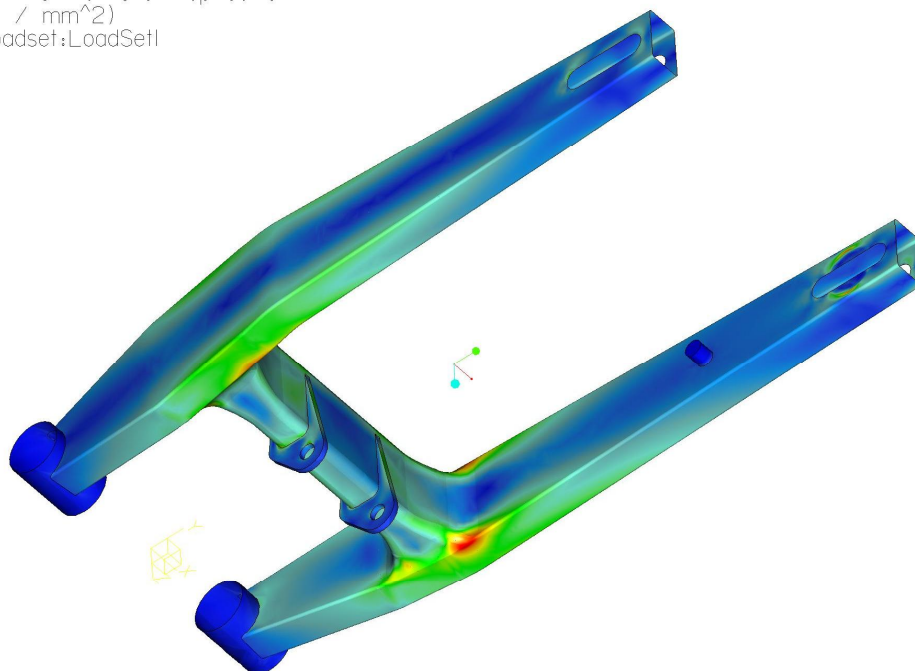


Obr. 5.4 Výsledky analýzy optimalizovaného modelu rámu při brzdění oběma brzdami
současně

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

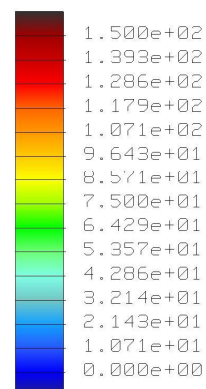
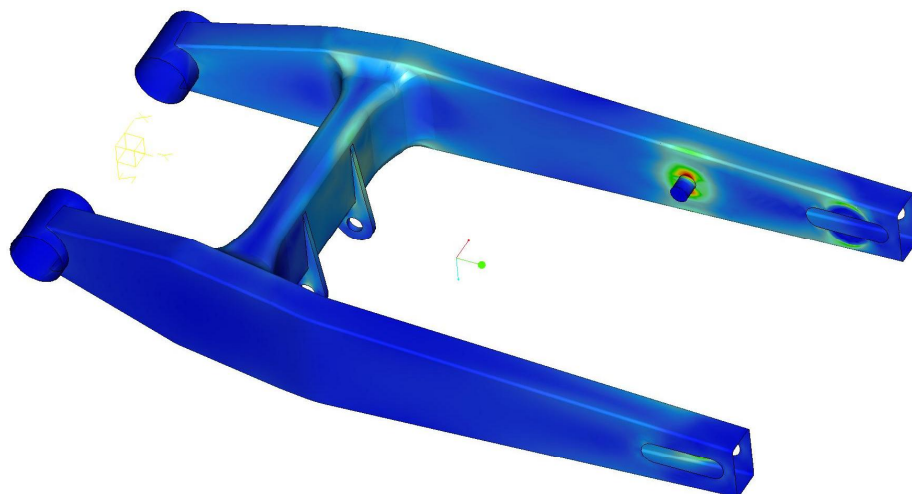


Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI

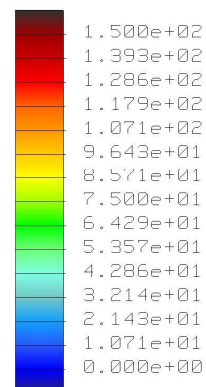
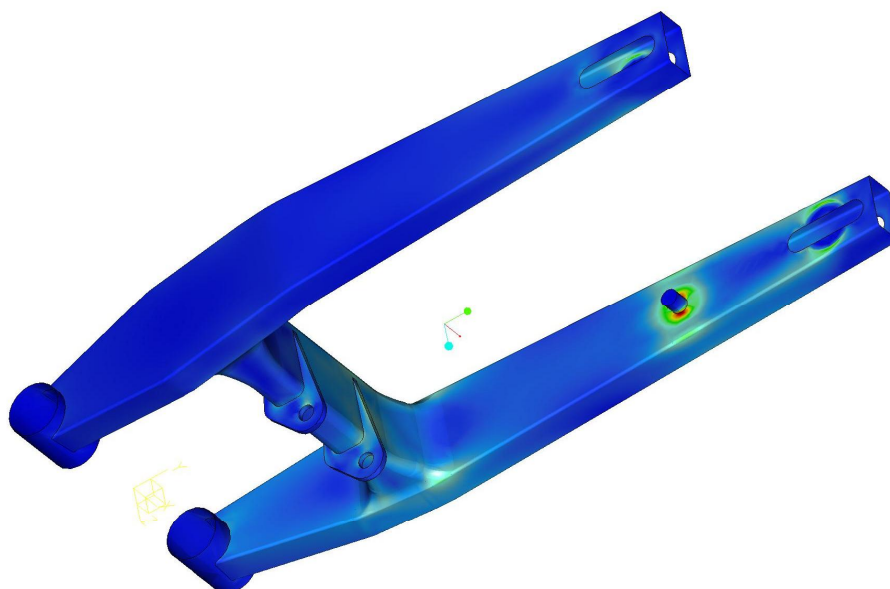


Obr. 5.5 Výsledky analýzy optimalizovaného modelu kyvné vidlice při dynamickém režimu

Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Stress von Mises (WCS)
Maximum of shell top/bottom
(N / mm²)
Loadset:LoadSetI



Obr. 5.6 Výsledky analýzy optimalizovaného modelu kyvné vidlice při brzdění oběma brzdami současně

6 ZÁVĚR

Tato práce se ve své první části zabývala obecným popisem funkcí jednotlivých částí motocyklu a dále byly podrobněji popsány typy konstrukcí rámu a kyvných vidlic. V následující kapitole byly popsány základní jízdní stavy s výběrem dvou nejnejpříznivějších, které byly dále použity v navazující kapitole při pevnostní analýze současné konstrukce rámu a kyvné vidlice. Na základě vyhodnocení této analýzy byla v následující kapitole navržena optimalizace obou součástí s následným vyhodnocením.

Jako největší přínos této práce bych hodnotil pevnostní analýzu současné konstrukce rámu i kyvné vidlice, kdy výsledky této analýzy dají konstruktérovi těchto dílů lepší představu o vznikajících napětích a především jejich oblastech. Vzhledem k faktu, že se jedná prozatím o návrh stroje a není k dispozici jeho fyzická podoba, považuji tyto informace za hodnotné a na jejich základě může konstruktér přistoupit k případným změnám či úpravám. Za neméně hodnotné považuji i výsledky analýz optimalizovaných součástí s mnou navrženými změnami, kdy tyto změny a následná analýza dají přehled o důsledcích provedených úprav.

Metoda konečných prvků neuvažuje při výpočtech různé další faktory ovlivňující napětí vznikající v součástech jako jsou například zbytková napětí po tváření či svařování. Proto jsou výsledky z analýz tímto způsobem do značné míry zkreslené jednak nedokonalostí modelu a dalšími zjednodušeními a neuvažovanými vlivy, ale i s těmito nepřesnostmi lze metodu konečných prvků využít při návrhu a konstruování, kdy konstruktér dostane základní přehled o chování součásti. Nicméně před případným zahájením sériové výroby by bylo nutné provést řadu ověřovacích zkoušek a měření, které by ověřily, že součásti budou bezproblémové po celou dobu životnosti stroje.

Zmenšená kopie výkresu návrhu motocyklu ze kterého jsem vycházel při tvorbě geometrických modelů, je v práci obsažena jako příloha č.5. Geometrické modely, výsledky analýz a PDF dokument diplomové práce jsou pro případné další využití uloženy na k této práci přiloženém DVD.

Seznam použité literatury

1. Vlk František: Teorie a konstrukce motocyklů 1. a 2. díl, 1. vydání ISBN Brno 2004
2. Bouška František, Jansa Vladimír: Zpráva o tenzometrickém měření namáhání podvozku motocyklu JAWA 350, typu 634-4, Praha, VVZ 1970
3. Poucha Vít: bakalářská práce: Pevnostní analýza nosníků přední vidlice motocyklu, TUL 2005
4. Koreček Pavel: diplomová práce: Namáhání rámu motocyklu, TUL 2004
5. Jansa Vladimír a kolektiv: Konstrukce motocyklů, Praha, SNTL 1984
6. Fiala Jaromír, Bebr Adolf, Motoška Zdeněk: Strojnické tabulky 1 – materiály pro strojírenskou výrobu, Praha 1987

Použitý software

ProEngineer wildfire 2.0

ProMechanica

MathCAD 2000 Professional

AutoCAD 2002

Seznam příloh

Příloha č.1 Deformace současné a optimalizované konstrukce rámu při dynamickém režimu

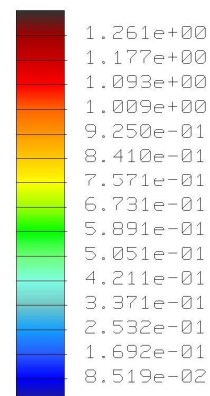
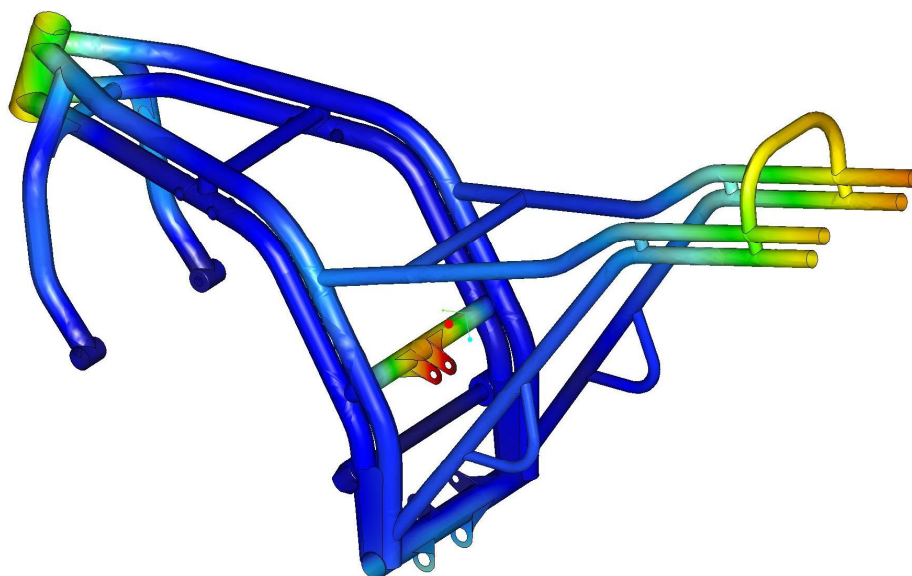
Příloha č.2 Deformace současné a optimalizované konstrukce rámu při brzdění oběmi brzdami současně

Příloha č.3 Deformace současné a optimalizované konstrukce kyvné vidlice při dynamickém režimu

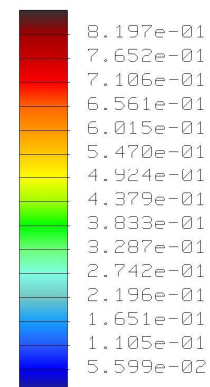
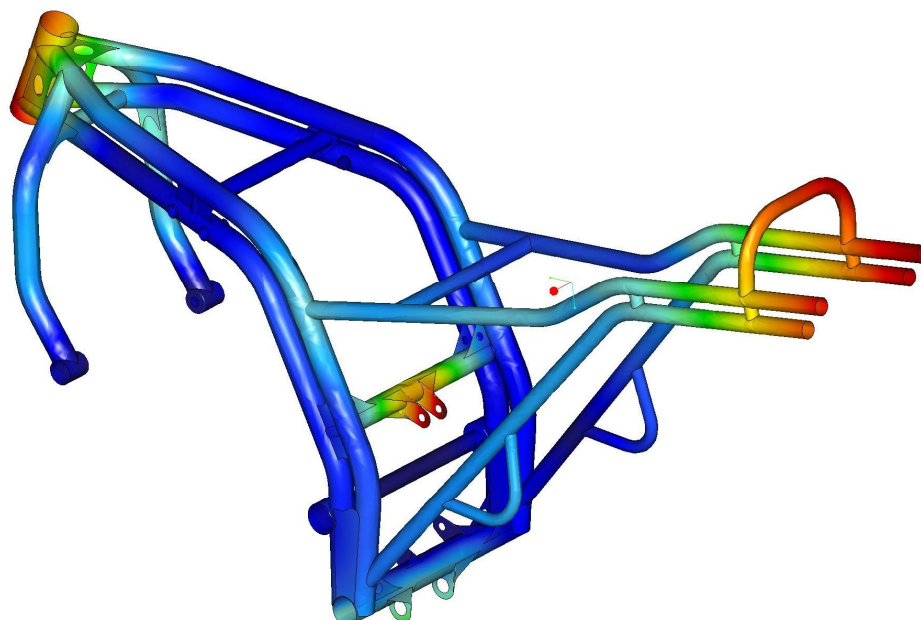
Příloha č.4 Deformace současné a optimalizované konstrukce kyvné vidlice při brzdění oběmi brzdami současně

Příloha č.5 Zmenšený výkres návrhu motocyklu poskytnutý společností JAWA Moto

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +1.3449E+00
Loadset:LoadSetI

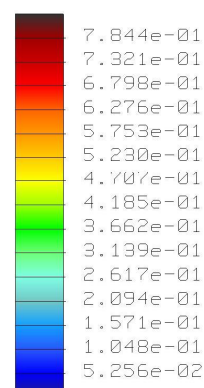
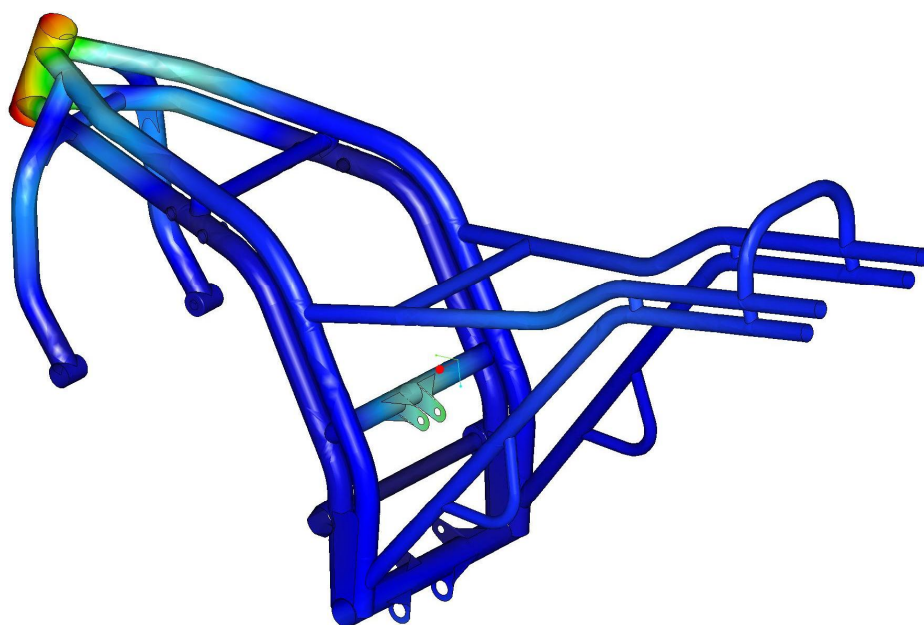


Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +8.7427E-01
Loadset:LoadSetI

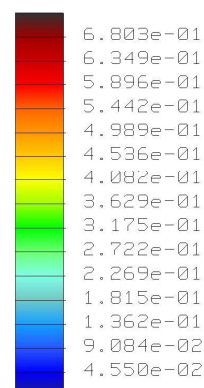
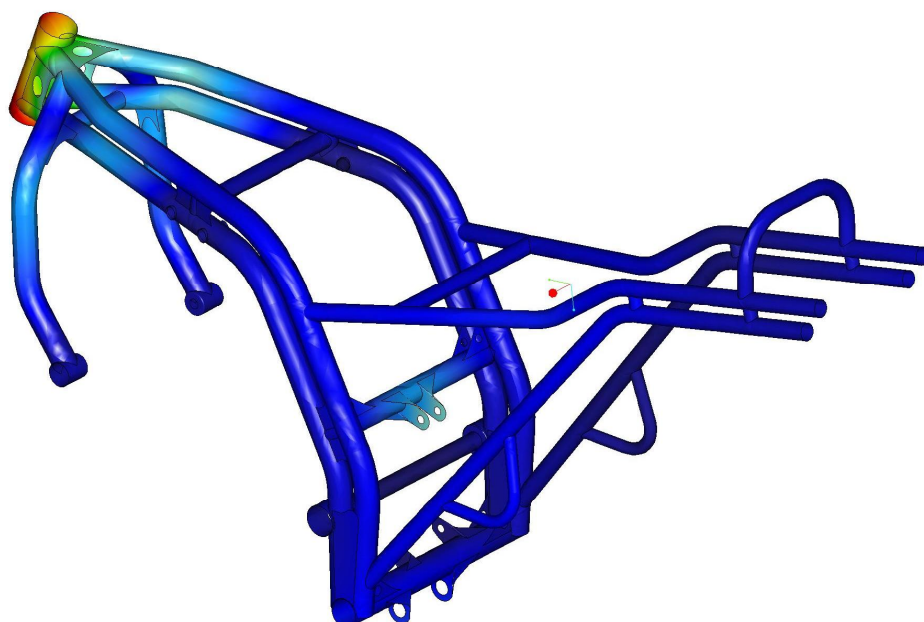


Příloha č.1 Deformace současné a optimalizované konstrukce rámu při dynamickém režimu

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +8,366E-01
Loadset:LoadSetI

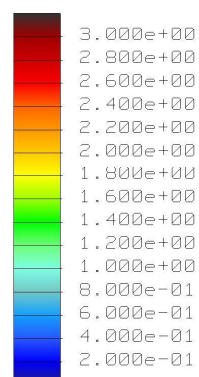
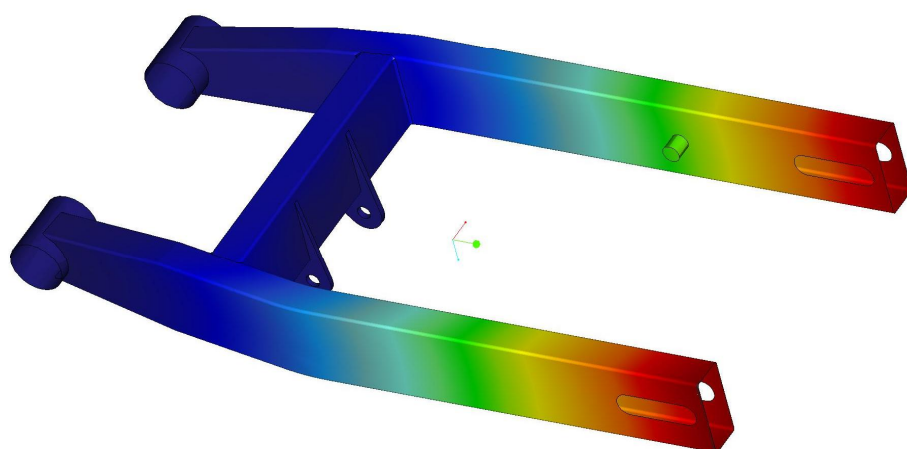


Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +7,2560E-01
Loadset:LoadSetI

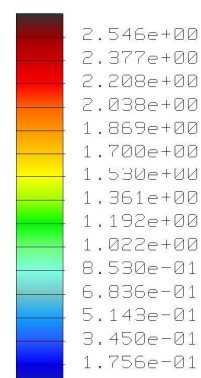
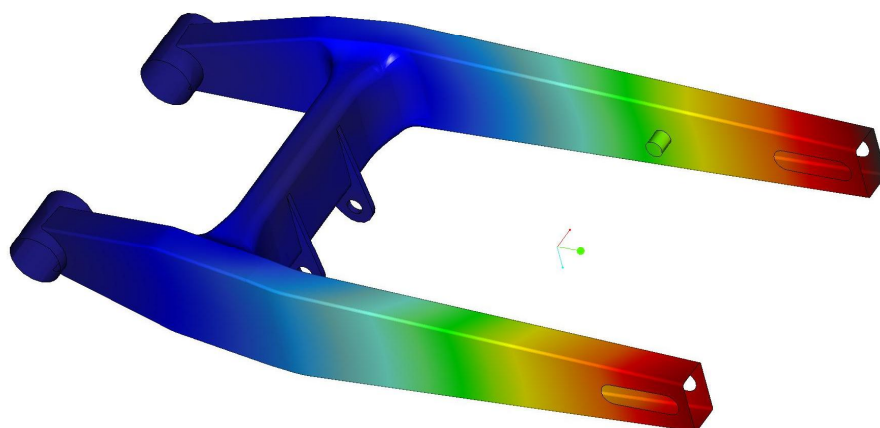


Příloha č.2 Deformace současné a optimalizované konstrukce rámu při brzdění
oběma brzdami současně

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +3.0254E+00
Loadset:LoadSetI

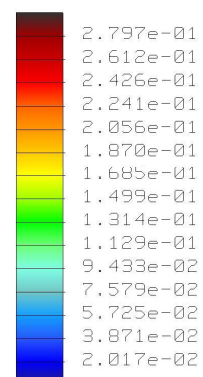
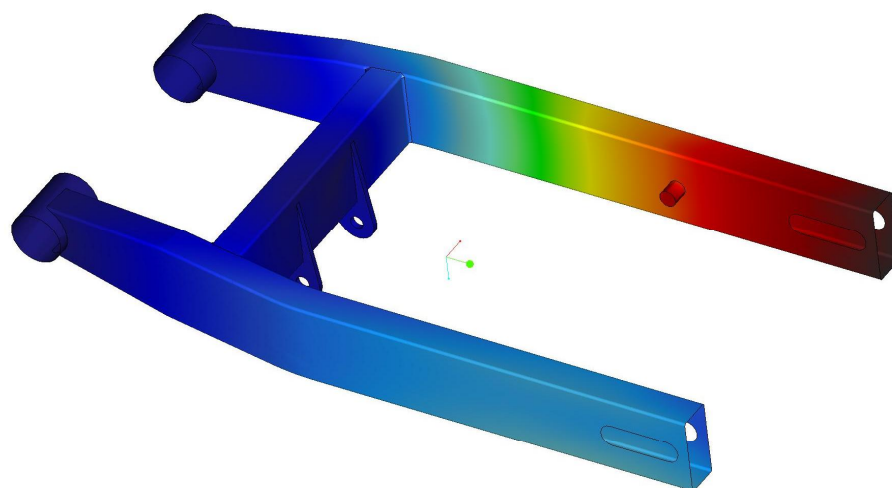


Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +2.7157E+00
Loadset:LoadSetI

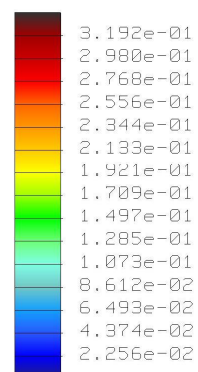
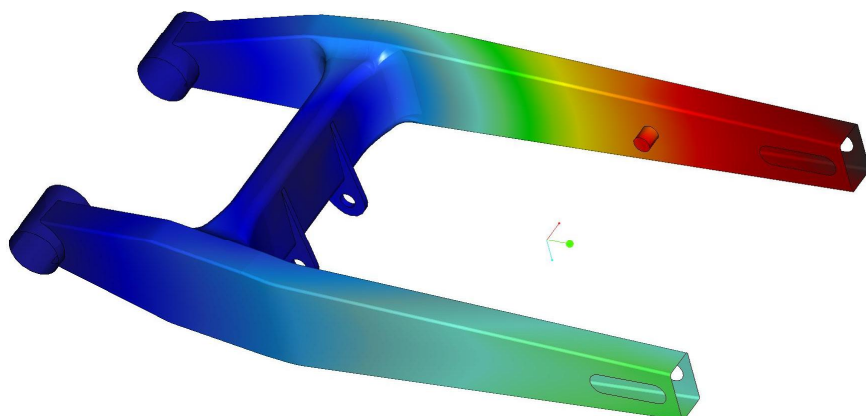


Příloha č.3 Deformace současné a optimalizované konstrukce kyvné vidlice při dynamickém režimu

Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +2.9825E-01
Loadset:LoadSetI



Displacement Mag (WCS)
(mm)
Max Disp +3.4038E-01
Loadset:LoadSetI



Příloha č.4 Deformace současné a optimalizované konstrukce kyvné vidlice při
brzdění oběma brzdami současně